Nr 6. Warszawa, 2 czerwca 1926 r. Rok IV.

TECHNIKA CIEPLNA

ORGAN STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

Redaktor: Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
Wydawca: **Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Polsce.**

TREŚĆ: *J. Kunstetter*, inż. Jak zamawiać silniki spalinowe. — *I. Feszczenko-Czopiwski*, prof. Blachy kotłów parowych. — *R. Biedrzycki i J. Cybulski*, inżynierowie. Badania energietyczne w cukrowni. — *Z. Klębowski*, inż. Rozważania nad wypukłemi dennicami bez wzmocnień. — *J. Obrąpalski*, inż. Wypukłe dennice kotłowe. — Z CODZIENNEJ PRAKTYKI STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW: *M. D.* Skutki pęknięcia zaworu zwrotnego.—*D. B.* Z praktyki badań silników Diesla.— *B. Gimbut*. Wypadek pęknięcia komory zaworowej pompy. — KURSY DLA PALACZY KOTŁOWYCH: Kursy w Dąbrowie Górniczej. Kursy w Sosnowcu.

SOMMAIRE: *J. Kunstetter*, ing. Comment il faut ordonner les moteurs à explosion — *I. Feszczenko-Czopiwski*, prof. Les tôles des chaudières à vapeur (suite et fin). — *R. Biedrzycki et J. Cybulski*, ing. Etudes energetiques dans une sucrerie. — *Z. Klębowski*, ing. Etudes des fonds convèxes, pleins et sans renforcements. — *J. Obrąpalski*, ing. Les fonds convèxes des chaudières à vapeur. — RENGEIGNEMENTS PRATIQUES. *M. D.* Les effets de la rupture de la soupape alimentaire. — *D. B.* Quelques resultats des essais des moteurs Diesel.—*B. Gimbut*. La rupture de la chambre à soupapes de la pompe. LES COURS POUR LES CHAUFFEURS DES CHAUDIERES A VAPEUR: Les cours à Dąbrowa. Les cours à Sosnowiec.

JAN KUNSTETTER, inż.

JAK ZAMAWIAĆ SILNIKI SPALINOWE?

(WARUNKI TECHNICZNE).

Zaniedbanie naszych miast prowincjonalnych — zwłaszcza w b. zaborze rosyjskim — pod względem urządzeń kulturalnych i zdrowotnych jest tak wielkie, a potrzeby tak palące, że pomimo chaosu powojennego i nieustającego kryzysu gospodarczego przystępuje się tu i owdzie do pewnych inwestycyj. Na pierwszym planie znajdują się zazwyczaj elektrownie miejskie, których budowa nie wymaga tak wielkich nakładów, jak np. wodociągi i kanalizacja, przytem amortyzuje się w stosunkowo krótkim czasie i przynosi nieraz poważny dochód. Trudność zgromadzenia przez zarządy miast potrzebnych kapitałów oraz brak — z tego samego powodu — koncesjonarjuszy, którzy mogliby budować elektrownie na własny rachunek, nie pozwoliły dotąd na osiągnięcie właściwego tempa w tej pracy, Tembardziej przeto należy dbać o to, aby te skromne poczynania nie kończyły się niepowodzeniem lub stratami. wynikłemi z niedość fachowego traktowania technicznej strony sprawy, jak np. z powodu wyboru nieodpowiedniej wielkości lub typu maszyn, braku dostatecznych gwarancyj ze strony dostawców i t. p. Podobne niepowodzenia, jakie obserwowaliśmy w paru wypadkach, przynoszą podwójne szkody: bezpośrednie dla zainteresowanych osób lub gminy, oraz pośrednie, zrażając społeczeństwo do podejmowania takich inwestycyj.

Wobec tego, że mniejsze miasta nader rzadko korzystają z usług rzeczoznawców, niezainteresowanych w dostawie odnośnych urządzeń, podajemy tu parę najogólniejszych wytycznych, mogących okazać się użytecznemi przy rozważaniu i decydowaniu spraw związanych z budową elekrowni.

Określenie właściwej wielkości urządzenia maszynowego dla nowopowstającej elektrowni jest sprawą bodaj najtrudniejszą: nie jest tu miarodajną sama liczba mieszkańców; wchodzi bowiem w rachubę ich zamożność, stopień uprzemysłowienia danego ośrodka i t. p.; ankieta przedwstępna też rzadko daje dość pewne cyfry. Praktyka wskazuje, że w większości wypadków zaprojektowane urządzenie okazuje się w bardzo krótkim czasie niewystarczającem i na porządku dziennym staje sprawa rozszerzenia połączonego częstokroć z przebudową budynku i sieci. Z drugiej strony wybór zbyt wielkiej jednostki powoduje początkowo małą rentowność elektrowni wskutek niedostatecznego obciążenia. Sprawa ta powinna być każdorazowo gruntownie przestudjowana i przekalkulowana stosownie do warunków miejscowych.

Mniej wątpliwości nasuwa wybór typu maszyn. Co się tyczy rodzaju prądu, to dla nowozakładanych elekrowni bardziej wskazanym jest prąd zmienny, który daje możność — po zelektryfikowaniu danej połaci kraju — bezpośredniego przyłączenia się do ogólnej sie i, takie przyłączenie można traktować bądź jako rezerwę, b. pożyteczną, bądź też jako możność zupełnego zlikwidowania danej elektrowni po uzyskaniu korzystnych warunków od elektrowni okręgowej.

Duszą elektrowni jest silnik napędowy, którym w wielu wypadkach będzie silnik spalinowy. Od jego sprawności zależy cała instalacja, gdyż warunki pracy urządzeń elektrycznych nasuwają bez porównania mniej okazji do uszkodzeń lub kaprysów, niż to zachodzić może w silniku spalinowym. Wszystkie braki silnika odczuwają na własnej skórze abonenci i kierownik elektrowni, pozatem takie wady, jak np. dym, wyziewy, hałas mogą się dać we znaki również całemu otoczeniu elektrowni. Pod względem kosztów ruchu elektrowni lwia część wydatków przypada również na silnik.

Wszystkie te względy nakazują najwyższą ogledność przy wyborze silnika.

Z istniejących typów silników spalinowych mamy do wyboru: silnik na gaz wodnoczadowy (generatorowy), oraz silniki ropowe: dwusuwny, czterosuwny t. zw. pół - Diesel i Diesel.

Pierwszy z nich (gazowy) w pewnych warunkach może kalkulować się nieco taniej od ropowych (np.

przy wyzyskaniu odpadków drzewa i t. p.), lecz szereg ujemnych jego cech (np, kaprysy gazownika przy zmianach obciążenia, zatruwanie powietrza wyziewami i ściekami, kłopotliwa obsługa i czyszczenie i t. d.) zwęża znacznie zakres zastosowania tych silników, W silniku dwusuwnym ropowym główną wadą jest większe zużycie paliwa, którego nadmiar niespalony, uchodząc z gazami wydechowemi zanieczyszcza atmosferę; większe jednostki tego typu nie powinny być tolerowane w miastach o pewnym poziomie kulturalnym.

Silnik czterosuwny ropowy stoi już znacznie wyżej pod tym względem i może być brany pod uwagę w tych wypadkach, gdy chodzi o jednostki niezbyt duże (do 50—60 KM), zwłaszcza wtedy, gdy miasto ma widoki przyłączenia się w niedługim czasie do sieci elektrowni okręgowej i z tego względu chce zbudować elektrownię możliwie najmniejszym kosztem, godząc się przejściowo na nieco wyższe koszty jej prowadzenia.

Najdoskonalszym z pośród istniejących silników spalinowych jest bezwarunkowo silnik Diesel'a i ten właśnie typ znajduje zastosowanie w olbrzymiej większości mniejszych elektrowni; gdy wielkość potrzebnej jednostki przekracza 1000 KM, wtedy do konkurencii z silnikiem Diesel'a staje turbina parowa; tą ostatnią w niniejszym referacie zajmować się bliżej nie będziemy, ograniczając się do silników spalinowych.

Po ustaleniu wielkości urządzenia, rodzaju prądu i typu silnika należy zdecydować sprawę napędu: bezpośrednie sprzężenie z prądnicą, czy napęd pasowy. Ten ostatni nadaje się do jednostek mniejszych i przedstawia te korzyści, że pozwala stosować prądnice szybkobieżne, normalnych typów, a zatem tańsze i łatwiejsze do nabycia; sprzężenie bezpośrednie, jako bardziej nowoczesna konstrukcja, przeważa w elektrowniach zakrojonych na szerszą skalę i staje się koniecznością w jednostkach większych (powyżej 300 KM), oraz w zespołach trójfazowych, przeznaczonych do pracy równoległej. Daje ono znaczną oszczędność na wymiarach budynku maszynowego.

Przystępując po ustaleniu powyższych danych do rozpisania przetargu na dostawę silnika, najwłaściwiej będzie określić z góry granice w jakich powinna leżeć liczba obrotów silnika: ułatwi to porównanie ofert i wyeliminuje odrazu typy nieodpowiednie. W stosunku do liczby obrotów możemy podzielić silniki Diesel'a na trzy grupy. Pierwsza grupa obejmuje liczby obrotów, stosowane przez fabrykę Augsburską w pierwszych 15 latach budowy tych silników, gdy brak konkurencji (wobec istnienia patentu) pozwalał na ciężką budowę (ok. 300 kg na 1 KM). Grupa II—to silniki „przyśpieszone", nieco lżejsze (przecietnie ok. 150 kg na 1 KM), lecz w konstrukcji całkowicie zbliżone do poprzedniego „klasycznego" typu i wyzyskujące wszystkie doświadczenia zdobyte w tamtym okresie. Większość budowanych obecnie silników posiada liczby obrotów zbliżone do grupy II. Wreszcie grupa III — silniki szybkobieżne — powstała jako rezultat zastosowania silników Diesel'a do żeglugi i już samym wyglądem zewnętrznym silniki te różnią się znacznie od poprzednich, przypominajac raczej silnik samochodowy (budowa zamknięta, skrzynkowa*).

Silniki szybkobieżne są tańsze od poprzednich dzięki małej wadze, lecz zdaniem naszem mniej nadają się do stałej i odpowiedzialnej pracy w elektrowniach miejskich ze względu na mniejszą pewność ruchu, szybsze zużywanie się, trudniejszy dostęp do łożysk w celu kontroli i naprawy: budowa ich jest naogół bardziej złożona i trudniejsza do obsługi.

Jeżeli silnik jest przeznaczony do bezpośredniego sprzężenia z prądnicą trójfazową, liczby obrotów nie są dowolne, lecz związane określoną zależnością; najczęściej spotykane są: 250, 214, 187 obrotów.

Rozpatrzymy teraz nieco bliżej sprawę samego zamówienia silnika spalinowego,

W zamówieniu należy ustalić ściśle i zabezpieczyć odpowiedniemi gwarancjami przynajmniej następujące dane techniczne:

1) Moc normalną oraz obciążenie największe, jakie silnik może przejściowo wytrzymać bez szkody dla siebie; należy ustalić nadto dopuszczalny czas takiego przeciążenia (zazwyczaj $^1/_2$—1 godz.). Pożądanem jest, aby odnośne liczby były uzgodnione z danemi prądnicy.

2) Ilość obrotów silnika oraz ewent. granice odręcznej przestawialności liczby obrotów, jeżeli jest ona w danym wypadku potrzebna.

3) Stopień niejednostajności biegu, ewentualnie moment bezwładności koła zamachowego w zależności od rodzaju prądu i innych warunków pracy urządzenia elektrycznego. Zazwyczaj dla samodzielnych (pojedyńczych) agregatów wystarcza $\delta = 1/80 - 1/100$ przy prądzie stałym i trójfazowym. Przy równoległem włączeniu kilku agregatów trójfazowych δ wynosić powinno od 1/200 do 1/250 a nawet do 1/300. Ujawniająca się czasem tendencja do zmniejszania δ ponad istotną potrzebę wpływa tylko na bezużyteczne zwiększenie wagi koła zamachowego czyli ceny silnika.

4) Zużycie materjałów pędnych na 1 KM lub 1 KWh. Celowem jest ustalenie w umowie cyfr zużycia obowiązujących nietylko przy normalnej pracy, lecz i przy mniejszych obciążeniach np. $^3/_4$ ewent. $^1/_2$ obciążenia.

5) Termin trwania i rodzaj odpowiedzialności dostawcy za ukryte wady silnika i uszkodzenia powstałe z przyczyny defektów fabrykacyjnych.

Zbyteczne nadmieniać, że zamówienie powinno ściśle określać przedmiot dostawy, t. j. należy w niem wyliczyć części i urządzenia dodatkowe, objęte zamówieniem (np. rurociągi, zbiorniki, ogrodzenia, podnośniki, montaż i t. d.).

Co do praktycznego zastosowania powyższych punktów oraz skontrolowania, o ile dostawca silnika wywiązał się z przyjętych zobowiązań, nasuwają się uwagi następujące:

Zazwyczaj podczas próby silnika zaraz po ustawieniu w elektrowni sieć nie jest tak rozwinięta, aby można było uzyskać obciążenie choćby zbliżone do normalnej mocy silnika. Dla stworzenia sztucznego obciążenia stosowane są wobec tego prowizoryczne oporniki wodne, które jednak pozwalają tylko na krótkotrwałą pracę, t. j. do chwili zagotowania się wody, nadto dla większych maszyn urządzanie oporników dość kłopotliwe. Jest przeto wskazanem, aby próby wstępne przeprowadzać w wytwórni przed wysyłką silnika w obecności zamawiającego lub zaproszonego przezeń rzeczoznawcy; próba taka winna obejmować kilkugodzinną pracę silnika z normalnem obciążeniem oraz przepisane umową przeciążenie; podczas próby

*) Dla orjentacji podajemy liczby obrotów dla silnika 50 KM w jednym cylindrze: w I grupie — 170 obr. w II — 250 obr., w III — 320 obr.

stwierdza się moc silnika, liczbę obrotów oraz określa się zużycie paliwa i obserwuje całą pracę silnika (np. czystość wydechu, równość biegu, łatwość uruchamiania, rozgrzewanie się części i t. d.). Wszystkie pomiary można uskutecznić tu łatwiej i dokładniej przy pomocy urządzeń fabrycznych, niż na miejscu przyszłej pracy silnika. Wszelkie zauważone braki wytwórnia usunąć powinna przed wysyłką silnika. W celu sprawdzenia samego montażu niepodobna jednak nie zastrzedz ostatecznego odbioru już po ustawieniu silnika na miejscu pracy. Badanie w wytwórni wchodzi w rachubę tylko w stosunku do wytwórni krajowych — wykonywanie jej w fabryce zagranicznej byłoby dla odbiorcy zbyt uciążliwem i kosztownem; jest to jedną z korzyści zamawiania maszyn w kraju.

Sprawdzanie stopnia niejednostajności biegu wymaga kosztownych aparatów samopiszących, które w najlepszym razie posiadają jedynie laboratorja politechnik. W praktyce ograniczamy się zazwyczaj do obserwacyj pośrednich, t. j. wahania napięcia prądu, migania światła, łatwości włączania równoległego przy prądzie trójfazowym i j. p.

Zaznaczyliśmy wyżej, że silnik, który był sumiennie i wszechstronnie wypróbowany w wytwórni, daje poniekąd gwarancję prawidłowej pracy po ustawieniu w elektrowni. Niestety rzeczywistość sprawia często i w takich nawet wypadkach mniej lub więcej przykre niespodzianki: do najmniejszych zaliczyć można np. zjawienie się nieszczelności w jakiejkolwiek części, do poważnych — złamanie wału korbowego.

Przyczyną podobnych uszkodzeń bywają w ogromnej większości wypadków t. zw. ukryte wady materjału, t, j. takie wady, które nie dają się podczas fabrykacji wykryć nawet przy najskrupulatniejszem badaniu danej części, następnie zaś wskutek naprężeń powstających przy pracy stopniowo się zwiększają, aż doprowadzą do złamania lub innego uszkodzenia. Od wypadków takich fabryka nie zawsze może się zabezpieczyć nawet przy doborze droższych materjałów i starannej ich kontroli; np. wewnątrz grubszych bloków stalowych (wały korbowe) mogą pozostać miejsca niespojone o wymiarach takich, że szczelina nie dochodzi do powierzchni i nie może być dostrzeżona; w odlewach mogą się również znaleźć pęcherze, których nie wykryjemy, o ile dane miejsce nie podlega obróbce.

Chodziłoby zatem tylko o to, aby możliwie zmniejszyć ryzyko i straty powstające z tego tytułu dla właściciela silnika i przełożyć je na fabrykę, która ma możność rozłożyć takie straty na całą swoją produkcję. Zazwyczaj ujmuje się odpowiedzialność fabryki w postaci nast. klauzuli: Dostawca odpowiada w ciągu pewnego czasu (np. 9—12 mies.) od daty dostarczenia silnika za wszelkie uszkodzenia powstałe z winy złego materjału, złej konstrukcji lub wadliwego wykonania silnika; odpowiedzialność ta polega na bezpłatnej wymianie uszkodzonych części; nie dotyczy to części ulegających naturalnemu zużyciu (np. zawory, szczeliwo i t. p.). Jest to maximum zobowiązań, jakie fabryka może przyjąć; za straty wywołane przez przerwę pracy silnika żadna wytwórnia odpowiedzialności nie przyjmuje — straty te jednak mogą wielokrotnie przewyższać wartość uszkodzonej części. Tu właśnie występuje na jaw całe znaczenie terminowego załatwiania tych spraw przez dostawcę silnika; przypuszczając, że wytwórnia posiada daną część na składzie, dochodzi ona do rąk właściciela silnika w terminach b. rozmaitych zależnie od położenia geograficznego: dostawa z zagranicy odgrodzonej murem paszportowo-celnym trwać będzie w najlepszym razie nie mniej od dwóch tygodni, podczas gdy z wytwórni krajowej, przy telefonicznej lub osobistej interwencji, można otrzymać część zamienną tego samego dnia; w ten sposób straty wynikłe z przestoju redukują się do minimum.

Druga kategorja uszkodzeń powstaje wskutek niedość umiejętnej lub starannej obsługi silnika; uszkodzenia te są tem przykrzejsze, że nie można odpowiedzialności za nie przełożyć na wytwórnię. Należy dbać zatem o to, aby personel obsługujący silnik otrzymał należyte i wystarczające instrukcje ze strony dostawcy silnika; z praktyki wiemy, że najlepiej zredagowane przepisy nie tyle znaczą, co żywe słowo w postaci objaśnień montera, ustawiającego silnik i pozostającego po skończeniu pracy zazwyczaj parę dni na miejscu, dopóki miejscowy personel nie nabędzie zupełnej pewności siebie. Oczywiście taka nauka możliwa jest tylko w tym razie, gdy obie strony mogą się dobrze porozumiewać pomiędzy sobą — innemi słowy gdy monter jest polakiem, gdyż wśród naszych mechaników znajomość języków obcych nie jest tak dalece rozpowszechniona. Tutaj mamy trzeci wzgląd przemawiający na korzyść wytwórni krajowych we wspólnym interesie dostawcy i odbiorcy silnika.

Reasumując pokrótce uwagi powyższe widzimy, że celem możliwie najlepszego zabezpieczenia się od ryzyka i strat należy w samem zamówieniu silnika dokładnie sprecyzować zobowiązania wytwórni pod względem technicznym, ustalić granice jej odpowiedzialności za uszkodzenia (za terminową wymianę uszkodzonych części), należy żądać dokładnych instrukcyj—ustnych i piśmiennych—dla personelu obsługującego, wreszcie należy dopilnować wykonania zobowiązań wytwórcy drogą przeprowadzenia próby odbiorczej. Udowodniliśmy powyżej, że pod wszystkiemi względami technicznemi stosunek z wytwórnią krajową przedstawia się znacznie korzystniej, niż z zagraniczną, a że i ceny utrzymywane są z konieczności na poziomie konkurencyjnym (pomimo znacznie wyższych w Polsce cen surowców i mniejszej wydajności pracy), odpadają więc wszelkie argumenty dla tych, którzy dążą w dalszym ciągu do sprowadzania maszyn z zagranicy. Nadmienić tu jeszcze można, że wytwórnie polskie, które zmuszone były ograniczyć swą produkcję dla braku zamówień, skłonne byłyby, jak sądzimy, poddać się nawet surowszym rygorom gwarancyjnym, niż firmy zagraniczne, którym na rynku polskim specjalnie zależeć nie może. Powinno to usunąć powód do obaw, jakie się czasem dają słyszeć, że „wytwórnia polska takiego silnika zrobić nie potrafi, gdyż dotąd takiego samego nie zbudowała“ lub też „nie chcemy, aby fabryka uczyła się naszym kosztem“. Oczywiście, „pierwszy“ silnik każdej wielkości musi być kiedyś zbudowany, a że fabryki nasze są obecnie zbyt ubogie, aby silniki ponad 100 KM budować własnym kosztem na skład, więc muszą czekać na zamówienia. Każdy nieuprzedzony zrozumie jednak, że o ile dana wytwórnia ma za sobą dłuższą praktykę w budowie silników i doświadczony personel, to może bez żadnego ryzyka podjąć się budowy silnika bądź o większej niż poprzednio budowane ilości cylindrów, bądź o średnicy cylindra o kilkadziesiąt milimetrów większej. Rzecz przedstawiałaby się odmiennie dopiero wtedy, gdyby

chodziło o zmianę typu silnika, np. pionowy zamiast poziomego, podwójne działanie zamiast pojedyńczego i t. p. Takie wypadki jednak nie wchodzą w rachubę w normalnych warunkach. Z drugiej strony widzieliśmy niejednokrotnie, że nawet silniki, pochodzące z renomowanych wytwórni zagranicznych sprawiały gorzkie i kosztowne rozczarowania swym odbiorcom.

A zatem: ani w Austrji, ani w Niemczech, ani w Gdańsku, lecz jedynie w Polsce powinniśmy pokrywać wszystkie zapotrzebowania na silniki spalinowe.

I. FESZCZENKO-CZOPIWSKI, prof. Akad. Górn. w Krakowie.

BLACHY KOTŁÓW PAROWYCH.

Por. *Technika Cieplna* 1926 str. 55.

§ 12. Ważnemi wskazówkami początku rekrystalizacji są ostre załamania krzywych twardości i wytrzymałości (w obu wypadkach występuje gwałtowny spadek), elektroprzewodnictwa i wydłużenia (gwałtowny wzrost). Zrekrystalizowane ziarna tracą przy tem nabyte w czasie obróbki na zimno naprężenia i przechodzą powoli w stan wyżarzony, a to w miarę zwiększenia temperatury i czasu trwania wyżarzania (por. rys. 2). Przy najniższych temperaturach wyżarzania podlegają rekrystalizacji jedynie najbardziej odkształcone kryształy. Tworzą się przy tem nowe drobniejsze kryształy w tych częściach odkształconego ziarna, w których istnieje największe naprężenie. Drobne te ziarenka (krystality, ułamki kryształów) zostają szybko w następstwie pochłonięte przez sąsiednie ośrodki krystaliczne, które wzrastają poto, aby w dalszym ciągu zniknąć jako pochłonięte przez inne ziarna.

Rekrystalizacja podobnie jak i wykrystalizowanie z cieczy może rozszerzać się bez trudności we wszystkie strony dopóki nie napotka odpowiednich oporów i nie zatrzyma się. Jednakowoż z podwyższeniem temperatury, gdy wzrośnie odpowiednio ruchliwość atomów, opory te mogą być znowu pokonane, a krystality, powstałe wskutek tego przymusowego stanu, zmieniają w zależności od naprężeń orjentację. Następnie przyłączają się nowe cząsteczki do już istniejących krystalicznych ośrodków i proces trwa tak długo, dopóki nie wyrównają się wszystkie wewnętrzne naprężenia, co zależy od najwyższej temperatury, przy której metal wyżarzano. Proces rekrystalizacji rozpoczyna się na granicach starych ziaren, najczęściej w miejscu, gdzie schodzą się trzy ziarna i posuwa się wzdłuż granic ziaren. Bardzo rzadko, jedynie chyba w gruboziarnistych metalach tworzą się nowe ziarna wewnątrz starych. Nowe ziarna rosną kosztem starych ziaren, znikających w końcu zupełnie. Im silniejszą jest przyczyna dezorganizacji budowy danej próbki, tem większa ilość ziaren powstanie w jednostce objętości.

Powtórne powstawanie siatki przestrzennej rozpoczyna się zawsze od miejsc, posiadających małe sprężyste naprężenia. Wzrost ziaren wynika z dążenia danej materji do przyjęcia postaci o największej równowadze, t. j. postaci posiadającej najmniejszą energję. Taką postacią ciała jest postać kuli. Wiadomo z praktyki, że kryształy metalicznego agregatu dążą po dłuższem ogrzewaniu do przyjęcia postaci kuli. Wzrost ziaren należy rozumieć w ten sposób, że ziarno posiadające zrównoważoną siatkę przestrzenną, narzuca swoją orjentację sąsiednim mniej stałym, mniej zrównoważonym ziarnom. Stan równowagi osiągnięty będzie dopiero wtedy, gdy wszystkie stykające się kryształy zrosną się w jeden ogromny pojedyńczy kryształ. Gruboziarnistość w metalu występuje wtedy, gdy istnieje: 1) różnica w miejscowych naprężeniach, 2) kontrast w wielkości ziaren, 3) różnica temperatur w jednym kawałku metalu, 4) różnica w koncentracjach *).

Każde plastyczne odkształcenie wywołuje w metalu przeważnie miejscowe naprężenia, zmieniające się od ziarna do ziarna, a często w różnych miejscach jednego ziarna (kryształu). Im większemi są te naprężenia, tem niższą będzie temperatura, przy której nastąpi wzrost ziaren. W równomiernie odkształconym metalu najbardziej naprężonemi są te miejsca, które stają się ośrodkami rozrastania. Wielkość powstających przytem ziaren będzie tem znaczniejszą, im dalej od siebie będą te ośrodki położone. Warunkom tym, jak wiadomo odpowiada słabe odkształcenie; silne odkształcenia zbliżają punkty jednakowych naprężeń i dążą do równomiernego rozłożenia naprężeń po całem ziarnie. Dlatego nienormalny wzrost ziaren daje się najczęściej zauważyć przy słabych odkształceniach. Istnienie różnic temperatur (stopniowanie) w jednym kawałku metalu doprowadza do rozrastania się ziaren przy każdej najwyższej temperaturze. Dlatego przy przemysłowem wyżarzaniu prawie zawsze istnieją warunki otrzymania gruboziarnistej budowy, ponieważ w większych kawałkach metalu niemal zawsze istnieje różnica w naprężeniu sąsiednich ziaren i stopniowanie temperatury od powierzchni do środka.

Gdy metal będzie ogrzany do temperatury, w której może wystąpić wzrost niektórych tylko ziaren, wówczas, w myśl wyżej wyłożonego, warunki te będą zawsze sprzyjać rozwinięciu bardzo wielkich ziaren. Jeżeli tak rozrastające się ziarna znajdować się będą daleko jedno od drugiego, to otrzymamy nienormalnie wielki wzrost pojedyńczych ziaren. Przypuśćmy teraz, że metal, składający się z drobnych kryształów, których równomierne rozrastanie nastąpić może przy temperaturze t^0, zostanie częściowo ogrzany powyżej tej temperatury t^0, a częściowo poniżej. Wtedy w pierwszym wypadku będą powstawać ziarna większe niż w części metalu ogrzanej poniżej temperatury t^0, gdzie ziarna pozostają jeszcze w postaci nieczynnej. Wtedy granica tych dwóch stref: czynnej (rozrastania) i nieczynnej, będzie dzięki większej kontrastowości podatniejszem miejscem do rozrastania. Rozrastające się ziarna pochłaniają ziarna nieczynne łatwo i bez wszelkiego oporu. Podnosząc temperaturę szybko ponad strefę, sprzyjającą rozrastaniu się ziaren, wykluczamy tem samem możliwość powstawania większych ziaren**).

Wpływ mechanicznych przeszkód na rozrastanie się ziaren sprowadza się w swej istocie do wytworze-

*) Interesujących się bardzo ciekawą teorją amerykańskich badaczy *Z. Jeffries'a* i *R. Archer'a* odsyłamy do oryginału: „*The Science of Metals*", New Jork, 1924.

**) Patrz mój artykuł „O rekrystalizacji". Przegląd Górn.-Hutn. 1925, str. 906—923.

nia różnej szybkości wzrostu ziaren. Obecność przeszkody w metalu, w określonej zawartości procentowej i w określonym stopniu rozłożenia wywołuje maksymum przeszkadzającego wpływu na rozrastanie się ziarna o określonych wymiarach. Obecność takiej przeszkody może albo zwiększać już istniejącą z powodu kontrastowości szybkość wzrostu ziaren i w ten sposób sprzyjać rozrastaniu się ziaren, lub odwrotnie może zmniejszać możność rozrastania się ziaren. Istnieje krytyczna zawartość mechanicznych przeszkód, która sprzyja powstawaniu tej koniecznej różnicy w szybkości wzrostu ziaren, a tem samem i ich rozrastaniu. Nie ulega też wątpliwości, że zmiana koncentracji jest przyczyną powstawania różnic już przy przejściu metalu ze stanu płynnego w twardy i dalszego rozrastania się poszczególnych ziaren w odpowiednich warunkach temperatury (§ 5).

W ten sposób głównemi warunkami, sprzyjającemi rozrastaniu ziaren są: 1) małe rozmiary ziaren sąsiednich i 2) kontrastowość ziaren. Wzrost ziaren powstrzymują przeszkody mechaniczne i bezwładność ziaren przy niższych temperaturach. Wzrost ziaren uwarunkowany jest dążnością metalu do przyjęcia najbardziej trwałej postaci z fizycznego punktu widzenia.

Z wyżej wyłożonego powinno być jasnem, że wpływ mechanicznej obróbki na układ krystaliczny materjału blach kotłowych, a wraz z tem i na mechaniczne właściwości ich jest bardzo zawiły. Każde naprężenie, wywołane w metalu w jakiemkolwiek miejscu, bez względu na przyczyny z jakich powstało, czy jako skutek koniecznych obciążeń (zginanie, nitowanie), czy jako skutek przypadkowych miejscowych odkształceń, wywołuje powstanie wewnętrznych miejscowych naprężeń w określonych miejscach. Obecność tych naprężeń, zwłaszcza w wypadkach, gdy sam materjał nie jest dostatecznie czysty i jednorodny, czyni materjał bardzo czułym na wszelkiego rodzaju zmiany obciążenia, a zwłaszcza na takie, które związane są ze zmianami temperatury (wpływ rekrystalizacji). Jest to tem ważniejsze, że zmieniają się przy tem w sposób odpowiedni i mechaniczne właściwości materjału, a zwłaszcza jego wytrzymałość i ciągliwość.

R. BIEDRZYCKI i J. CYBULSKI, inżynierowie.

BADANIA ENERGETYCZNE W CUKROWNI.

por. *Technika Cieplna,* 1926, str. 58.

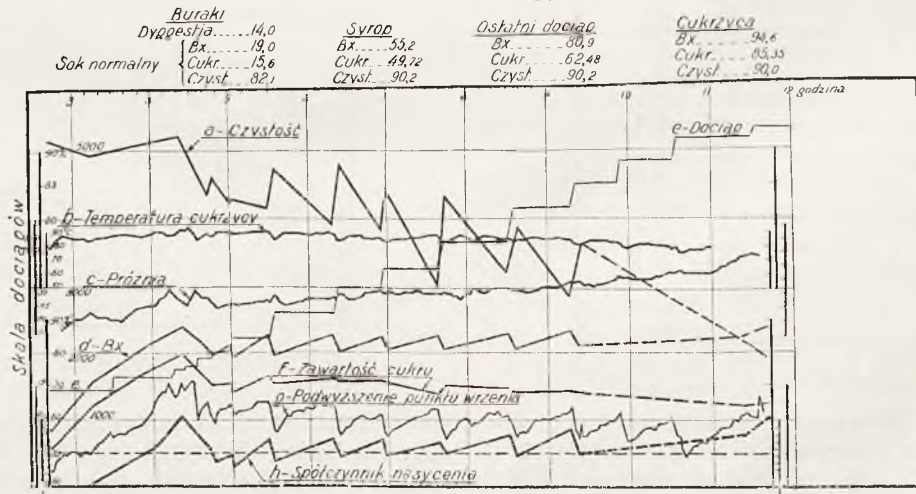
Oprócz bilansów cieplnych przeprowadzone były analizy syropu międzykryształowego jednego waru.

Przed każdym dociągiem i bezpośrednio po dociągu brane były analizy tego syropu. Rezultaty badań zestawione są w tablicy 17-ej i *wykresie 17a.*

Tablica 17.

Czas	t°	Bx	Cukier	Czyst.	Współczynnik nasycenia	
2—40	78°	57	51,81	90,8	0,341	
3—12,5	84°	71,2	63,01	89,8	0,557	x
4—00	88°	83,2	75,35	90,6	1,11	x
4—22,5	90°	87,7	79,75	90,9	1,56	x
4—43	87°	83,2	72,16	86,7	1,075	x
4—47	86°	80,0	70,40	87,9	0,897	
5—00	89°	82,3	70,84	86,1	0,977	x
5—01,5	88°	79,1	68,2	86,2	0,818	
5—28,5	88°	85,0	72,71	85,6	1,2	x
5—33,5	83°	79,1	70,07	88,5	0,89	
6—17,5	87°	85,0	71,83	84,5	1,2	x
6—23,5	82°	80,0	71,17	88,9	0,956	
6—55	84°	84,5	71,06	84,1	1,2	x
6—59	81°	80,5	70,07	87,1	0,982	
7—37,5	85°	85,0	67,87	79,9	1,168	x
7—43	80°	80,9	69,96	86,5	1,01	
8—29,5	82°	85,4	69,19	80,9	1,275	x
8—36	80°	80,9	68,09	84,1	0,982	
9—16	81°	86,3	68,3	79,1	1,358	x
9—22,5	77°	81,8	67,76	82,8	1,065	x
próby nie brane z powodu gęstej cukrzycy						
11—22	70°	84,4	64,02	75,7	1,278	x
11—40	70°	86,8	64,69	74,7	1,53	xx

x) dociąg, xx) dociąg melasy.



Rys. 17a.

Na wykresie 17a górna krzywa *a* oznacza czystość syropu, która od początkowych 90% (czysty syrop) spada pod koniec do 74,7% (odciek).

Krzywa *b* wskazuje wahania temperatury cukrzycy w warniku.

Krzywa *c* oznacza wahania próżni, która w miarę podgęszczania wzrastała.

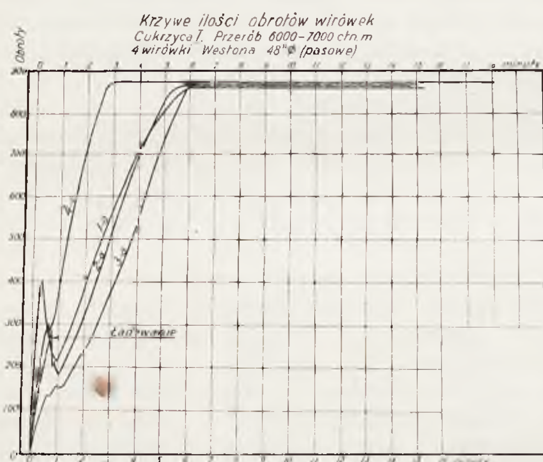
Krzywa *d* oznacza Bx syropu międzykryształowego.

Krzywa schodkowa *e* oznacza przebieg dociągów, tak do czasu jak i co do ilości.

Krzywa *f* — wskazuje zawartość cukru, krzywa *g* podwyższenie punktu wrzenia, krzywa *h* współczynnik nasycenia.

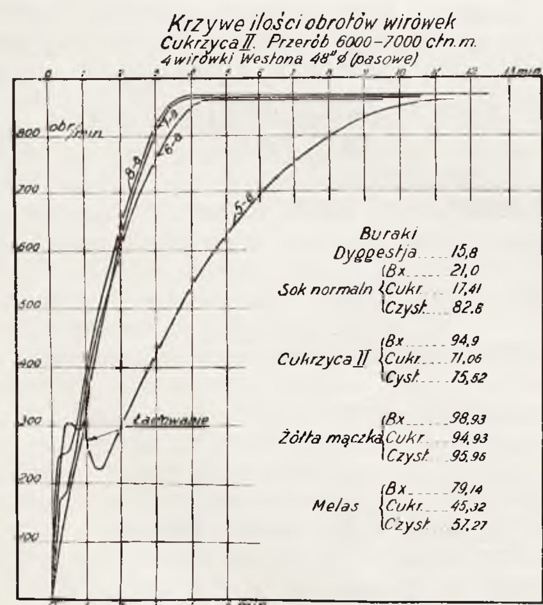
Wirówki.

Wirownia składa się z ośmiu wirówek Westona po 48″ z napędem pasowym.



Tablica 18.

Piąta wirówka umieszczona jest tak, że może pracować dla I-szej i II-ej cukrzycy,



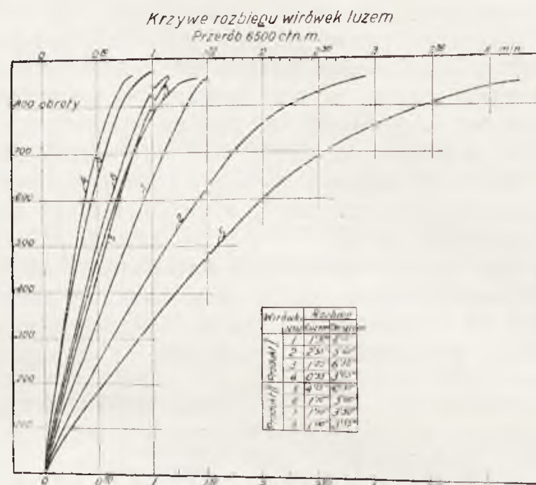
Tablica 19.

Na *tablicy 18* pokazany jest rozbieg 4-ech wirówek I-ej cukrzycy, a mianowicie: oś odciętych wskazuje czas (w podziałce minutowej) oś rzędnych ilość obrotów na minutę.

Jak wynika z wykresu wirówki puszczane są jałowo i dopiero po osiągnięciu 300 obrotów zaczyna się ładowanie, które trwa $^1/_2$ minuty.

W czasie ładowania liczba obrotów spada o 100, poczem następuje znowu wzrost ilości obrotów.

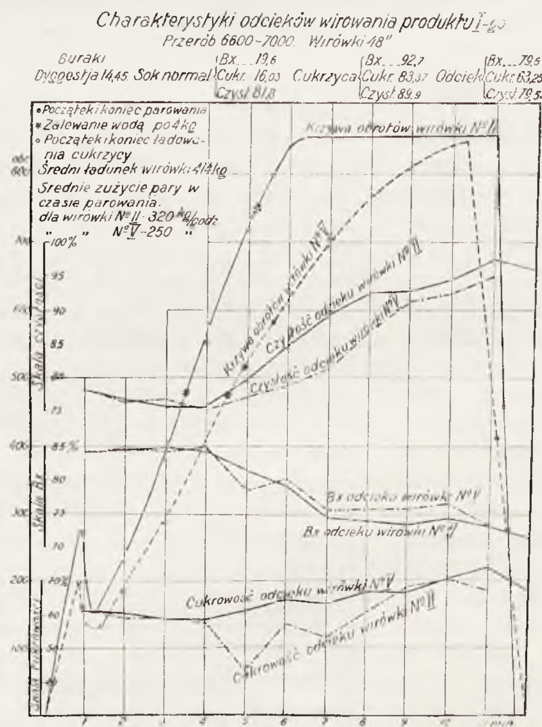
W zależności od stanu pasów, wirówki prędzej lub później otrzymują normalną ilość obrotów, a mianowicie 880 (szybkość obwodowa około 55 metrów sek.).



Tablica 20.

Z krzywych tych widać, że wirówka 1-a, 2-ga i 3-a pracują mniej więcej jednakowo i osiągają normalną ilość obrotów po 7-ej minucie pracy, natomiast wirówka 4-a osiągała pełne obroty już po 3,5 minutach.

Tę szybką pracę i z tem związaną zwiększoną wydajność osiągnięto przez silne naciągnięcie pasa, co



Tablica 21.

spowodowało jednak podczas drugiego dnia pracy zniszczenie pasa. Wskutek tego na drugi dzień dokonywania pomiarów trzeba było wirować I-szą cukrzycę na wirówce 5-ej.

Tablica 19 przedstawia charakterystykę wirówek II cukrzycy.

Wyróżnia się tu wirówka 5-a, która z powodu źle naciągniętego pasa osiągała pełną ilość obrotów dopiero w jedynastej inucie.

Tablica 20 przedstawia rozbieg wirówek bez ładunku. Widać tu, że większość wirówek już w ciągu jednej minuty osiąga normalną ilość obrotów.

Im szybszy jest rozbieg wirówki tem większa jej wydajność, zbyt szybki jednak rozbieg wpływa ujemnie na pasy i należy to wziąć pod uwagę, gdyż może się zdarzyć, że lepiej jest mieć większą ilość wirówek niż ponosić znaczne wydatki na pasy.

Na *tablicy 21* zestawiona jest analiza odcieków podczas wirowania I-ej cukrzycy (analizy były brane co minutę).

Do badania wybrane zostały dwie wirówki, a mianowicie 2-a i 5-ta jako najbardziej różniące się pod względem szybkości rozbiegu.

Linje pełne odnoszą się do wirówki 2-ej, linje przerywane do wirówki 5-ej.

Początek i koniec parowania są oznaczone na krzywych, przedstawiających obroty, czarnemi punktami.

Dwukrotne zalania wodą (po 4 kg) oznaczone są gwiazdkami, początek zaś i koniec ładowania—kółkami.

Średni ładunek wirówki wynosił 414 kg cukrzycy. Rozchód pary w czasie parowania stnowił dla 2-ej wirówki 320 dla piątej 250 kg/godz. pary co było uwarunkowane ilością i wielkością otworów rurki doprowadzającej parę do bębna.

Na *tablicy 21* górne krzywe oznaczają czystość odcieków, która początkowo wynosiła 78%, następnie wzrastała do 98%.

Środkowe krzywe oznaczają Bx odcieków, który początkowo utrzymywał sie na 85, a potem spadł poniżej 75.

Dolne krzywe charakteryzują cukrowość, która wzrastała od 60 do 70.

W piątej minucie badań, bezpośrednio po zalaniu wirówki wodą, cukrowość spadła poniżej 50.

Wykres 22.

Wykres 22 przedstawia pracę wirówki w czasie wirowania całkowitej zawartości jednego mieszadła.

Wahania pary nie wykazują stopniowych zmian w rozchodzie pary, lecz zmiany momentalne (linje pionowe) wywołane otwieraniem lub zamykaniem większej lub mniejszej ilości zaworów na wirówkach.

Poszczególne fazy pracy wirówek są przedstawione na tej samej tablicy pod postacią linij łamanych poziomych (*A*).

Jeśli weźmiemy dla przykładu wirówkę 1-ą, to widzimy następujący przebieg charakterystyki jej pracy, Najpierw odcinek linji poziomej — oznacza, że w tym czasie wirówka nie pracowała t. j. stała lub też była wyładowywana.

Okres czasu zużyty na ładowanie i rozbieg wirówki do czasu parowania uwidoczniony jest odcinkiem linji cienkiej wzrastającej ku górze, Linja gruba pozioma oznacza okres parowania przy normalnych obrotach, gruba linja opadająca — okres parowania w czasie hamowania. Potem znów idzie wyładowanie—linja pozioma, rozbieg — linja wznosząca się i t. d.

Tablica 23.

Z tego obrazu ocenić można intensywność pracy poszczególnych robotników, długość postojów wirówki i t.d.

W czasie badania zaszła zmiana obsługi, co również odbiło się na przebiegu pracy wirówek.

Średnie dane dla poszczególnych wirówek są zestawione poniżej.

Wirówki		Rozbieg	Parowanie	Hamowanie	Razem
I	1-a zmiana	3′50″	5′50″	1′10″	9′40″
	2-a zmiana	3′10″	5′50″	2′10″	12′
II	1-a zmiana	4′15″	5′50″	0′45″	10′05′
	2-a zmiana	3′	7′45″	1′10″	10′45′
III	1-a zmiana	3′	7′35″	1′05″	10′45′
	2-a zmiana	2′45″	9′40″	1′30″	12′45′
V	1-a zmiana	3′25″	8′20″	0′35″	13′45′
	2-a zmiana	3′20″	9′10″	1′30″	12′30′

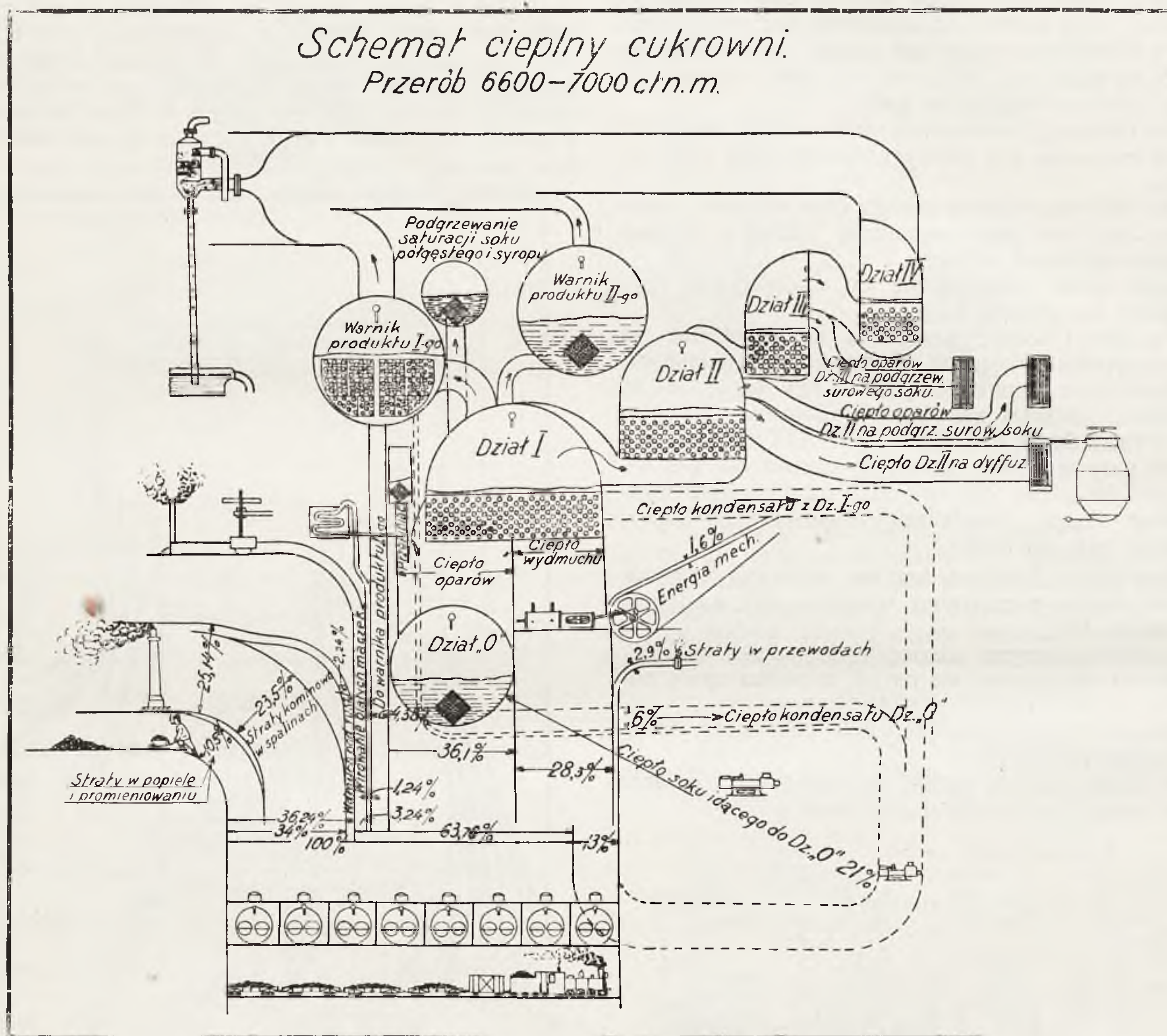
Podczas wirowania średni rozchód pary stanowił 710 kg/godz. na cztery wirówki I-ej cukrzycy.

Analiza buraka wykazywała:

	Dygestja 14,45			
Sok normalny	Bx 19,6	Cuk. 16,08	Czyst. 81,8	
Cukrzyca I	Bx 92,7	Cuk. 83,38	Czyst. 89,9	
Odciek (średn. anal.)	Bx 79,6	Cuk. 63,25	Czyst. 79,5	

Ilość otrzymanego cukru stanowiła 50,5% w stosunku do czystej cukrzycy a 41,7% w stosunku do wagi cukrzycy i dociągów melasowych.

Rozchód pary na wirowanie stanowił 709 kg t. j. 2,6% w stosunku do wagi przerabianych buraków, w stosunku zaś do wagi cukrzycy 11,75%, a do wagi cukrzycy łącznie z dociągami melasowemi 9,7%.



Tablica 24.

Bilans.

Załadowano		Otrzymano	
Cukrzycy czystej . .	27400 kg	Cukru	13800 kg
Parowanie na warniku	600	Odcieków	21900
Ostatni dociąg melasowy do warnika.	2050		
Dociąg do mieszadła.	3050		
Zalewanie wodą na wirówkach . . .	640		
Parowanie na wirówkach	3220		
Razem . . .	36960 kg	Razem	35700 kg

Różnica 1260 kg t. j. 3,4%.

Średni ładunek wirówki wynosił 414 kg cukrzycy względnie 175 kg czystego cukru.

Po szczegółowym opisie badań i pomiarów dokonanych na poszczególnych stacjach cukrowni, możemy przystąpić do zestawienia bilansów cieplnych.

Na *tablicy 23* widzimy zobrazowany w sposób graficzny rozchód pary żywej.

Przerób buraków wahał się w granicach 6600—7000 q na dobę.

Przy sporządzaniu wykresu zostały przyjęte cyfry średnie; rozchód pary z kotłowni przy średnim przerobie wynosił 17200 kg na godzinę, co stanowi 63,5% na wagę przerabianych buraków.

Wszystkie cyfry dotyczące rozchodu paru na po-

szczególne maszyny lub aparaty wyrażają procentowe zużycie pary w odniesieniu do przerobionych buraków.

Rozpatrując bliżej wykres powyższy widzimy, że rozchód pary na maszyny wyraża się cyfrą 23,2% z czego:

pompy w kotłowni zużywały — 1,8%
stacja elektryczna — 2,4%
stacja pomp — 2,2 „
centralna maszyna parowa (310 KM) — 16,8%
wyparka — 29%

Pary w odniesieniu do wagi buraków, a więczu życie pary żywej na dział „0“ jest największe. Na warnik I rzutu idzie 4% żywej, pary na wirówki 2,6%.

Skrzynki syropowe pochłaniają 1% pary, straty nieokreślone wynoszą 1,9%,

Wreszcie na wdmuch pod ruszty idzie 1,8% pary.

Następnie *tablica 24* obrazuje całkowity bilans cieplny cukrowni.

Ciepło wprowadzane w paliwie pod kotły przyjęte jest jako 100% i na rysunku przedstawione obrazowo jako pociąg węglowy.

Prócz tego wprowadza się do kotłów gorącą wodę zasilającą, której ciepło w stosunku do ciepła zawartego w paliwie wyraża się cyfrą 13%.

Razem więc wprowadzamy do kotłowni 113% ciepła (mierzonego w kalorjach).

Rozchód ciepła jest następujący:

Straty w popielniku i przez promieniowanie stanowią 10,5%, co przedstawione jest na rysunku z lewej strony pod postacią robotnika wywożącego taczką popiół.

Straty kominowe wynoszą 23,5%. Do tych strat dochodzi ciepło pary wprowadzonej do dmuchawek pod ruszty w ilości 2,24%, a więc z dymem kominowym uchodzi bezpowrotnie utracone ciepło wyrażające się w łącznej cyfrze 25,74%.*)

W parze idącej na fabrykację pozostaje 63,76% ciepła otrzymanego z paliwa oraz 13 % ciepła wprowadzonego w ciepłej wodzie zasilającej.

Część tego ciepła zużywa się na bielenie cukru w wirówkach i wyciągana przez wentylatory ucieka w powietrze. Ta ilość ciepła, dla dalszej fabrykacji stracona, stanowi 3,24% ilości ciepła zawartego w węglu.

Żywa para idzie również na klarownice i skrzynie syropowe, i stanowi około 1,24%, co widzimy na rysunku jako skrzynię z wężownicą.

*) Na rysunku poprawić należy 25,14 na 25,74.

Na warnik I-go rzutu zużywa się ciepła żywej pary 4,98% (dla zagotowania na kryształ).

Ilość ciepła żywej pary pochłaniana przez dział „0“ stanowi 36,1% ciepła zawartego w węglu.

Do maszyn parowych wprowadzamy 28,3% ciepła. Wreszcie straty w przewodach wynoszą 2,9% ciepła, co uwidocznione jest przez strumień pary wypływający rurą.

Para przechodząca przez maszynę parową przetwarza na pracę mechaniczną 1,6% ciepła. Pozostałe ciepło pary wprowadzonej do maszyny parowej zużyte jest dla celów grzejnych (jako para odlotowa).

W bilansie cieplnym uwzględniono również ciepło soku gorącego, wprowadzanego do działu, „0“ albowiem sok ten grzany jest oparami w podgrzewaczach. Ilość tego ciepła stanowi 21% w stosunku do ciepła zawartego w opale.

W ten sposób przedstawia się rozchód pary żywej. Z kolei przechodzimy do wyzyskania ciepła oparów i pary odlotowej z maszyny parowej,

Z rysunku widzimy, że opary z działu „0“ idą częściowo na przekipiacz, pozostała zaś część łącznie z ciepłem pary odlotowej z maszyny parowej wprowadzoną zostaje do I-go działu. (Kondensat z I-go działu łączy się z kondensatami żywej pary, odchodzącemi ze skrzyń syropowych, działu „0“ wyparki i warnika I-go rzutu).

Opary z I-go działu idą na warnik I-go rzutu (po zawiązaniu kryształu), prócz tego na podgrzewacze soków saturacyjnych, soku półgęstego i syropu (widoczne na rysunku jako podgrzewacz z elementem Witkowicza, umieszczony u góry między warnikami).

Część oparów z I-go działu wprowadza się do warnika II rzutu, pozostałość zaś idzie do II-go działu wyparki.

Opary z II-go działu wyparki zużyte są: 1) do podgrzewaczy dyfuzyjnych (na rysunku z prawej strony widzimy taki podgrzewacz obok dyfuzora), 2) do drugich podgrzewaczy soku surowego, wreszcie 3) pozostała ilość tych oparów idzie do III-go działu wyparki.

Opary z III-go działu idą na pierwsze podgrzewacze soku surowego, oraz na IV dział.

Opary IV działu wraz z oparami z obydwóch warników idą do kondensatora, gdzie, mieszając się z zimną wodą, skraplają się i spadają do tak zwanej skrzynki barometrycznej.

Z. KLĘBOWSKI, inż. — Kielce. Inż. Stow. Doz. Kotłów w Warszawie.

ROZWAŻANIA NAD WYPUKŁEMI DENNICAMI BEZ WZMOCNIEŃ.

W artykule pod tytułem „Wypukłe dennice bez wzmocnień“, ogłoszonym w Nr. 51 Przeglądu Technicznego z dnia 23 grudnia 1925 roku, Pan Dyrektor Inż. K. Nowicki podaje krótko, ale niezwykle przejrzyście zarys ewolucji w konstrukcji dennic bez wzmocnień, zatrzymując się dłużej na wynikach badań ostatniej doby i poświęcając dużo miejsca dennicy nowej konstrukcji pewnej firmy polskiej.

Cytowana praca, umiejętnie zaopatrzona w zestawienia rachunkowe i w ilustracje, daje możność szerszemu gronu inżynierów zapoznania się z obecnym stanem tej sprawy, którą mogliby poznać jedynie w drodze wyszukiwania oddzielnych wzmianek w różnych czasopismach zagranicznych.

W pracy tej poświęcono sporo miejsca krajowej konstrukcji nowej dennicy, wykonywanej przez firmę Fitzner i Gamper.

Moim zdaniem konstrukcja ta zasługuje z wielu względów na uwagę.

Przedewszystkiem jest konstrukcją oryginalną, przynajmniej nie wzorowaną na konstrukcjach obecnie zalecanych w Niemczech, gdyż widzieliśmy kotły wykonane z nowemi dennicami tej firmy już w 1924 r.,

a konstrukcja została zadecydowana prawdopodobnie już w lutym 1923 r. Dennica firmy krajowej sprowadzona do fikcyjnej dennicy o wewn. średnicy walczaka $D = 1300$ ma zewnętrzną powierzchnię zbliżoną do elipsoidy obrotowej, nie jest jednak prawidłową powierznią elipsoidy obrotowej wogóle o półosiach a; $a' = a$ i b, od elipsoidy zaś o stosunku półosi $\frac{a}{b} = \frac{a'}{b} = 2$ znacznie się odchyla.

Czy jest to wadą, czy zaletą dennicy firmy krajowej? Aby sobie wyjaśnić możliwie dokładnie zagadnienie i dać porównawczą charakterystykę dennicy firmy krajowej, spróbuję rozpatrzyć w zagadnieniu oddzielnie dwa wypadki: A i B.

A. Dennica krajowa o zewnętrznej powierzchni zbliżonej wogóle do elipsoidy różni się jednak znacznie od elipsoidy o stosunku półosi $\frac{a}{b} = \frac{a'}{b} = 2$.

B. Dennica krajowa swą zewnętrzną powierzchnią obrotową różni się nieznacznie wogóle od elipsoidy obrotowej o innym stosunku półosi.

W obu wypadkach rozpatrywany będzie przekrój dennicy płaszczyzną, przechodzącą przez oś obrotu; taki przekrój zewnętrznej powierzchni jakiejkolwiek dennicy daje wogóle krzywą drugiego rzędu: 1) albo elipsę o długości większej osi 2a równej wewnętrznej średnicy walczaka $D = 1300$ mm i mniejszej półosi $b = \frac{D}{4}$ t. j. o stosunku osi 1 : 2; 2) albo elipsę o stosunku osi różnym od 1 : 2; 3) lub wreszcie krzywą mniej lub więcej odchylającą się od foremnej elipsy.

A. Przypuśćmy że tworzywo, którego użyto na dennicę posiada własności skóry, to jest praktycznie biorąc nie wykazuje żadnego oporu na odkształcenia zginające i poddajmy kocioł wewnętrznemu ciśnieniu. Dennica przyjmie kształt powierzchni obrotowej elipsoidy, lub powierzchni bardzo zbliżonej do elipsoidy obrotowej, a w przekroju z płaszczyzną zawierającą oś obrotu otrzymamy krzywą, zbliżoną do półelipsy. Jeżeli będziemy kolejno mniej lub więcej naciągać skórę na sztywny walczak, i poddawać za każdym razem kocioł wewnętrznemu ciśnieniu, otrzymamy przekrój dennicy bardzo zbliżony do eliptycznego, lecz za każdym razem o innym stosunku osi a : b.

Rozpatrywanie zachowania się skórzanej dennicy pozwala nam usunąć szereg drugorzędnych, zaciemniających zasadnicze zagadnienie zjawisk. Chodzi nam bowiem o kształt dennicy, właściwy jej po poddaniu kotła działaniu ciśnienia to jest o kształt, do którego każda dennica pod ciśnieniem dąży. Kształt, jaki w tych warunkach przybiera realna dennica zależy przedewszystkiem od pierwotnego kształtu metalowej sztywnej dennicy.

Stosunek półosi przytaczany w przykładach cytowanej pracy bliski 2 : 1 może być wynikiem ram, jakich się dotychczas trzymaliśmy przy budowie dennic, jakoteż i użytego przy doświadczeniu ciśnienia i jest wogóle pewną funkcją stosunku wielkości powierzchni dennicy w stanie nienaprężonym, do wielkości jej rzutu na płaszczyznę prostopadłą do osi obrotu t. j. do wielkości $\frac{\pi D^2}{4}$.

Cenne są wyniki wykonanych doświadczeń co do kształtu właściwego przekroju dennicy, z których okazało się że kształtem takim jest elipsa. Stosunek jednak osi $a : b = 2 : 1$ jaki się w kilku doświadczeniach powtarzał jest właściwy tylko danym doświadczeniom, t. j. danej dennicy, użytego do doświadczenia kotła i granicy do której posunięto ciśnienie przy doświadczeniu i na pierwszy rzut oka wydaje się, iż niema zasady, aby ze stosunku tego wyciągać zbyt daleko idące wnioski i że nie zachodzi potrzeba aby stosunek 2 : 1 był przez konstruktorów przy projektowaniu nowych dennic niewolniczo przestrzegany. Do kwestji jednak dennicy o początkowym przekroju elipsy, dającej stosunek półosi 2 : 1 — powrócimy jeszcze nieco niżej.

B. Skórzana dennica jednakowo naciągnięta na całym obwodzie krawędzi walczaka i posiadająca jakąkolwiek formę w stanie nieczynnym kotła, po poddaniu go działaniu wewnętrznego ciśnienia, przyjmuje postać elipsoidy; do przybrania takiej samej postaci zdąża każda zwykła dennica metalowa, lecz na przeszkodzie do osiągnięcia tej postaci staje pierwotny kształt dennicy nadany jej w wytwórni.

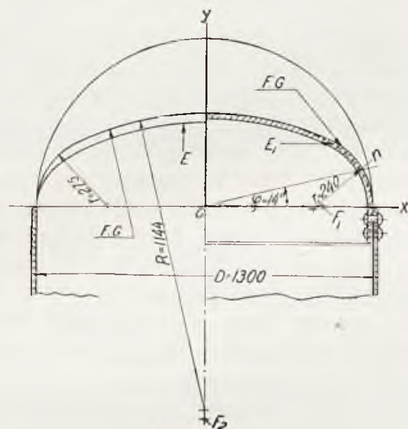
Jakiż powinien być pierwotny kształt dennicy? Czy taki jaki po odkształceniu przyjmuje dennica z tworzywa, któremu przypisujemy własności skóry? Nie koniecznie; przypuszczam, iż można znaleźć inny pierwotny kształt dennicy, bardziej racjonalny, mianowicie: pierwotny kształt metalowej dennicy winien być taki, *aby część łuku w przekroju metalowej dennicy,* — odpowiadająca miejscom, które doznają największego zginającego odkształcenia w takiej skórzanej dennicy, której już początkowo nadano w przekroju kształt elipsy, przechodzącej pod wpływem ciśnienia w inną elipsę — *była zbliżona do kształtu, jaki przybiera pod ciśnieniem.*

Aby odnaleźć te miejsca, które konstruktor przy opracowywaniu kształtu nowej dennicy winien otoczyć specjalną uwagą i ukształtować je tak, aby pod wpływem ciśnienia w kotle przy odkształceniu dennicy miejsca te mogły przejść na elipsę właściwą przy zmniejszonem odkształceniu, wróćmy do skórzanej dennicy, dającej w przekroju w stanie nienaprężonym elipsę o stosunku półosi dowolnym, naprzykład 2 : 1; poddajmy ją ciśnieniu, stale wzrastającemu; jeżeli tworzywu przytem przypiszemy własności sprężyste przy odkształceniach na wydłużenie w granicach w jakich nam to jest potrzebne, to dennica będzie się odkształcała, dając w przekroju krzywą, zbliżającą się coraz więcej do okręgu koła *). Okręg koła, jak wiadomo posiada promień krzywizny stały i przejście od zarysu eliptycznego do zarysu koła mogło się odbyć tylko drogą stopniowego zwiększania promienia począwszy od końców osi — a —, posuwając się według zewnętrznego zarysu przekroju dennicy ku końcowi osi —b—; lecz zanim dojdziemy do końca osi —b—, przekroczymy przez pewien punkt x, w którym promień krzywizny pozostał niezmienny, a począwszy od niego przy zbliżaniu się do —b—, promień krzywizny zmniejsza się. Pierwotny więc zarys dennicy — eliptyczny przy przejściu pod wpływem wewnętrznego ciśnienia w zarys okręgu koła, był w pobliżu końca osi —a— odginany, w pobliżu zaś końca osi —b— zaginany.

*) Umyślnie unikam tutaj utożsamiania okręgu koła z elipsą o stosunku półosi $a : b = 1$; aby nie przesądzać sprawy, czy w razie posunięcia ciśnienia zbyt daleko, duża oś 2a pozostanie na dawnem miejscu czy też przesunie się w stronę wierzchołka dennicy i czy duża oś 2a pozostanie równa wewn. średnicy walczaka D czy też się zwiększy.

W realnych jednak warunkach pracy, powodujących nieznaczne odkształcenia dennic*) z zaginaniem w środku łuku można się nie liczyć i zwrócić przedewszystkiem uwagę na to miejsce, które zostaje odginane i które w starych dennicach tak często pękało. Kształt tego miejsca winien być tak opracowany, aby dennica przy przejściu pod wpływem ciśnienia wewnętrznego do nowego kształtu w tem najczulszem miejscu doznawała możliwie zmniejszonych odkształceń.

Tego też zdaje się dopięła w swej dennicy firma Fitzner i Gamper. Rozpatrzmy bliżej, przekrój tej dennicy (rys. 1).



Rys. 1.

Zewnętrzny zarys przekroju tej dennicy, sprowadzonej do dennicy o wewn. średnicy walczaka $D = 1300$, krzywa FG, (wymiary podano na rysunku według cytowanej pracy), znacznie się różni od elipsy o stosunku półosi $a:b = 2:1$ (krzywa E); natomiast krzywa FG, zbliżona jest do elipsy E_1 o stosunku półosi $a:b = 65:36 = 1{,}8:1$.

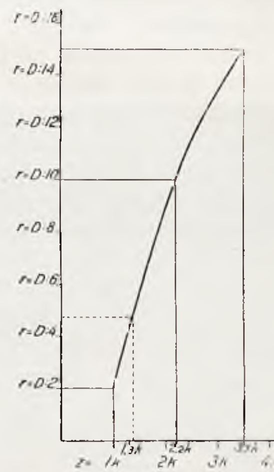
Gdyby krzywa FG była prawidłową elipsą E_1, dennicę o takim zewnętrznym zarysie stawialibyśmy wyżej od dennicy o zarysie zewnętrznym E.

Na czem polega odchylenie krzywej FG od prawidłowej elipsy E_1 i jak to odchylenie wpływa na ocenę dennicy FG w porównaniu z E_1?

W krzywej FG, wyoblenie, łączące cylindryczną część z kulistą, uskuteczniono zapomocą promienia $r = 275$. Pośrodku łuku wyoblenia w punkcie — n —, to jest w tem miejscu gdzie pękają dennice, odpowiedni punkt prawidłowej elipsy E_1 posiada mniejszy promień krzywizny, gdyż $r_1 = 240$**). Jeżeli sobie wyobrazimy prawidłową półelipsę zbliżoną do E_1 o długości całego łuku eliptycznego równej całej długości krzywej FG to, po poddaniu kotła ciśnieniu, prawidłowa elipsa przejdzie w inną prawidłową elipsę zwiększając promień krzywizny w punkcie — n — a więc odginając się w tem miejscu; do przyjęcia kształtu takiej samej elipsy zdążać będzie pod wpływem wewnętrznego ciśnienia i krzywa FG, lecz posiadając konstrukcyjnie przewidziany większy promień krzywizny w punkcie, w którym się uszkodzenia tworzą, będzie ona się w tem miejscu mniej odginać, albo przyjmując nową formę nie będzie się tam odginać wcale.

Jeżeli kształt elipsoidy obrotowej jest kształtem, do którego dąży każda dennica pod wpływem wewnętrznego ciśnienia w kotle, to wydaje mi się, iż idealny konstrukcyjny kształt dennicy przy tym samym stosunku wymiarów średnicy do wysokości nie jest kształtem elipsoidalnym, lecz takim kształtem, który pod wpływem ciśnienia w kotle pozwala na przejście do kształtu elipsoidy przy zmniejszonem do minimum odkształceniu w tych miejscach, w których tworzą się naderwania i pęknięcia.

Cechy takiej dennicy zdaje się posiadać polska konstrukcja krajowej fabryki, przedstawiona na rys. 1—jako krzywa FG zgodnie z omawianym na początku artykułem.



Rys. 2.

Szkoda, iż posiadamy tak małą ilość wartości dla z*), w funkcji — r — co nie pozwala na dokładne wykreślenie krzywej przedstawiającej funkcję $z = f(r)$.

Jeżeli za taką krzywą prawidłowo przedstawiającą powyższą funkcję, możnaby było uważać wykres na rys. 2, to dla dennicy FG, przy $D:r = 1300:275 = 4{,}74$, — z — wynosiłoby — więcej jak 1,3 — co w połączeniu z mniejszym promieniem R części kulistej stawia ją wyżej od dennicy o przekroju eliptycznym o stosunku półosi $a:b = 2:1$. Promień R w krzywej FG jest mniejszy nawet od promienia elipsy o stosunku półosi $1{,}8:1$ w górnej części, t, j. w punkcie, przez który przechodzi oś, gdyż promień krzywizny w tem miejscu wynosi około 1175, to jest więcej od $R = 1144$, patrz na rys. 1 punkt F_2, który określa położenie środka krzywizny w środku łuku zewnętrznego zarysu eliptycznego.

Powróćmy do dennicy dającej w przekroju w sta-

*) Środek dennicy eliptycznej przesuwa się w kierunku osi walczaka w normalnych warunkach średnio w granicach 0,3—0,4 mm. W dennicy zaś starego typu mniej więcej 3 razy tyle.

**) Wielkość promienia krzywizny $r = 240$ znaleziono w sposób następujący:

1) Obliczono współrzędne x i y odpowiedniego punktu na krzywej miejsca geometrycznego środków krzywizny (développée) odpowiadającego punktowi n elipsy E_1.

$$x = \frac{c^2}{a} \cos^3 \varphi \text{ i } y = -\frac{c^2}{b} \sin^3 \varphi$$

gdzie $a = 65$; $b = 36$; $c^2 = a^2 - b^2 = 2929$ i $\varphi = 14^0$

$$x \simeq 41.\ y \simeq 1{,}14.$$

2) Mając punkt o rzędnych $(x\ y)$ wielkość r wzięto z rysunku w skali 1:10 jako odległość punktów $(x\ y)$ na miejscu geometrycznem środków krzywizny (développée) od punktu n na elipsie E, stąd też pochodzą tylko przybliżone rezultaty.

*) a mianowicie przy $r = \frac{D}{15}$ — z = około 3,5 k.

„ $r = \frac{D}{10}$ — z = około 2,2 k.

„ $r = \frac{D}{2}$ — z = około 1 k.

gdzie k jest naprężenie w kulistej części dennicy o promieniu R, a — z — naprężenie w wyobleniu.

nie nienaprężonym jako zewnętrzny zarys wzorową elipsę o stosunku półosi 2:1.

Oczywiście iż stosunek półosi elipsy zewnętrznego zarysu jakiejkolwiek dennicy kotła po poddaniu go ciśnieniu dostatecznie wielkiemu zależny jest przedewszystkiem od wypukłości dennicy nie naprężonej i jeżeli rezultaty badań kotłów o starym kształcie dennic poddanych znacznemu ciśnieniu, powodującemu odkształcenie dennic, sprowadzając je do zarysu elipsy ze stosunkiem półosi 2:1, mogą nasuwać przypuszczenie, iż elipsa charakteryzowana wielkością $a:b = 2:1$ jest formą szczególnie uprzywilejowaną w budowie dennic, to jednak wobec szeregu ubocznych, przypadkowych czynników i trudnych do określenia ich wpływów na ostateczne rezultaty wydaje się, iż należałoby być powściągliwym co do wyciągania z tych rezultatów i wyłącznie na ich zasadzie wniosków ogólnych.

Rezultaty jednak badań dennicy już wykonanej o zarysie wzorowo eliptycznym w przekroju o stosunku półosi 2:1, która poddana znacznemu ciśnieniu nie straciła swego stosunku półosi 2:1 daje, przypuszczam, grunt do czynienia w pewnych granicach wniosków czy przypuszczeń ogólniejszej natury.

Co bowiem, może być istotną przyczyną, że dennica taka po poddaniu kotła działaniu znacznego ciśnienia, nie tylko nie straciła swego zarysu eliptycznego, ale nawet stosunek półosi $a:b = 2:1$ zachowała; czyżby się dennica wcale nie odkształcała?

Niewątpliwie odkształciła się, lecz prawdopodobnie przy takiem ustosunkowaniu odkształcenia walczaka do odkształcenia dennicy, iż po odkształceniu otrzymaliśmy ten sam obraz zespołu dennicy i walczaka co i przed odkształceniem, lecz tylko w zwiększonej skali.

Czy to jest wogóle możliwe, spróbujmy sobie wyjaśnić drogą następującego rozumowania:

Kulista część jakiejkolwiek dennicy w każdym punkcie dostatecznie odległym od wyoblenia poddana jest w każdym przekroju, przechodzącym przez oś dennicy, średniemu naprężeniu:

$$1)\quad \sigma_1 = \frac{2Rp}{2s_1}$$

Walczak zaś i część cylindryczna dennicy w tym samym przekroju — w pierwszem przybliżeniu poddany jest średniemu naprężeniu:

$$2)\quad \sigma_2 = \frac{Dp}{2s_1}$$

Porównywując wzory 1) i 2) z łatwością widzimy, iż w pierwszem przybliżeniu o ile grubości ścianek dennicy i walczaka są jednakowe $s_1 = s_2$, a $2R = D$, to jest jeżeli dennica jest półkulą, naprężenia w rozpatrywanym przekroju w dennicy są dwa razy mniejsze aniżeli w walczaku t. j. $\sigma_1 = \sigma_2:2$; z naprężeniami rosną również i odkształcenia.

Z powyższego zestawienia widać, iż aby dennica była w tych samych warunkach wytrzymałościowych co i walczak; podwójny promień dennicy $2R$ nie potrzebuje być równy D, lecz może być większy, to jest przekrój dennicy może być nie półkulisty, lecz eliptyczny.

Przy przejściu jednak do zarysu eliptycznego dotkliwie wchodzą w grę zmniejszone promienie krzywizny w elipsie w pobliżu przecięcia się jej z osią 2a wpływające na wzmaganie się naprężeń w pewnych punktach tego miejsca według linji wymiaru określającego grubość dennicy. Wzmaganie się tych naprężeń w danych punktach pochodzi od nierównomiernego rozsiania naprężeń w całej linji określającej grubość, a wywołane jest tą okolicznością, iż mamy do czynienia ze zginaniem ciała krzywego.

Ta okoliczność oraz usztywnienie miejsca połączenia dennicy z walczakiem warunkuje określenie stosunku grubości $s_1:s_2$ nierówne 1.

Czy nie należy wobec tych rozważań przypuszczać, iż dla danych warunków doświadczenia, zarys przekroju dennicy o kształcie elipsy charakteryzowanej stosunkiem półosi $a:b = 2:1$ odpowiada warunkom jednakowego naprężenia walczaka i słabych miejsc dennicy.

Ostatnie rozumowanie nad tym szczególnym wypadkiem dennicy, nie uszczupla w niczem rozumowania mego o idealnym kształcie początkowym dennicy przy określonym z góry stosunku średnicy walczaka, do wysokości dennicy, gdyż aczkolwiek elipsa dennicy, charakteryzowana przed odkształceniem, stosunkiem $a:b = 2:1$ zamienia się po odkształceniu na inną elipsę, lecz o tym samym stosunku $a:b = 2:1$ i promienie krzywizny wszystkich punków omawianej elipsy rosną wtedy proporcjonalnie, to jednak, dzięki zachowaniu jednakowej grubości na całej rozciągłości dennicy, te miejsca, które posiadają mniejszy promień krzywizny, będą narażone na bardziej nierównomierne rozsianie naprężeń od innych przy zajmowaniu miejsca na łuku nowej elipsy.

J. OBRĄPALSKI, inż.

WYPUKŁE DENNICE KOTŁOWE.

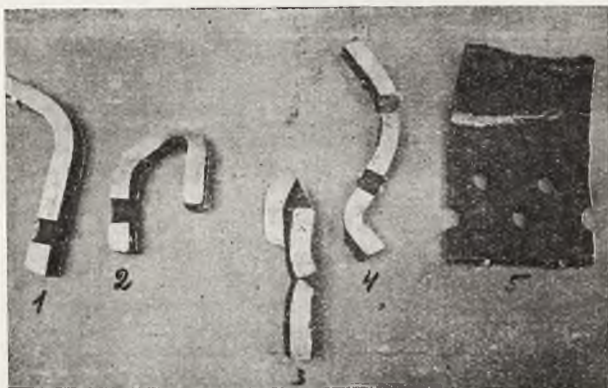
Jako ilustracja do artykułów dyr. Nowickiego o naprężeniach w wyobleniach den kotłowych niech posłuży następujący wypadek. W kotłowni N pracują od roku 1913 dwa kotły dwupęczkowe Garbe o pow. 300 m kw i ciśnieniu roboczem 15 at; kotły były zasilane aż do r. 1923 kondensatem turbin z dodatkiem ok 6% wody zmiękczonej sodą i wapnem, następnie zaś wodę zmiękczoną zastąpiono destylatem. Walczaki górne mają średnicę 1,5 m, promienie łuku i wyoblenia dennic wynoszą 2,5 m i 45 mm. W r. 1924 zauważono na wyobleniach dennic górnych walczaków szereg małych korozyj, które ku końcowi r. 1925 tworzyły już we wgłębieniu wyoblenia dookoła dennicy zwarte niemal zupełnie pasmo o głębokości 1—3 mm (rys. 1). Na innych częściach powierzchni kotła i we wgłębieniach fal rur cyrkulacyjnych korozyj nie znaleziono. Ze zjawiska tego wyciągnięto wniosek, iż rozpuszczone w destylacie gazy zaatakowały skutecznie przedewszystkiem części materjału w wyobleniach, które dzięki nadmiernym natężeniom uległy osłabieniu wskutek mikroskopijnych początkowo naderwań lub zmiany budowy. Dennice wymieniono na eliptyczne, z dennic starych zaś wycięto paski (rys. 2 N 1) dla zbadania głębokości domniemanych naderwań i dokonania prób. Zastosowane do tego badania prymitywne środki miejscowe głębszej penetracji korozyj lub naderwań nie wykryły, pró-

by zaś gięcia umocowanych w imadle pasków zapomocą uderzeń młota dały wynik bardzo ciekawy (rys. 2 i 3)



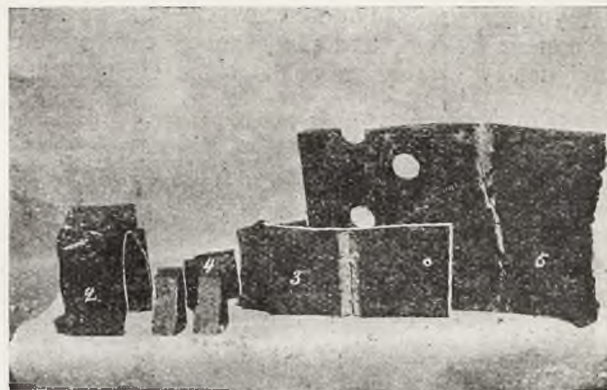
Rys. 1.

prosta część paska, która pracowała w ruchu tylko na rozciąganie, zachowała własności dobrego materjału: pasek dał się wygiąć o 180°; natomiast z wykonanych 5-iu prób gięcia paska w wyobleniu jedna tylko dała



Rys. 2.

rezultat dodatni (ok 90), inne zaś pękały jak żeliwo już po dwóch średnich uderzeniach młota. Miejsce złamania na wyobleniu wykazało budowę gruboziarnistą (rys. 4), podczas gdy złom części prostej posiadał normalny wygląd dobrego żelaza. Kocioł powyższy pracował w sumie ok. $6^1/_2$ lat i był w tym czasie 165 razy



Rys. 3.

rozpalany. Destylat odegrał w tym wypadku rolę dobrego wywiadowcy!

Wymiana dawnych płaskich dennic na eliptyczne staje się wszędzie palącą koniecznością, a wobec dużej



Rys. 4.

ilości podobnych robót fabryki kotłów powinny opracować metody wymiany dennic, zapewniające właścicielowi kotła najmniejszy koszt a jednocześnie najkrótszą przerwę pracy kotła.

Z CODZIENNEJ PRAKTYKI STOW. DOZ. KOTŁÓW.

SKUTKI PĘKNIĘCIA ZAWORU ZWROTNEGO.

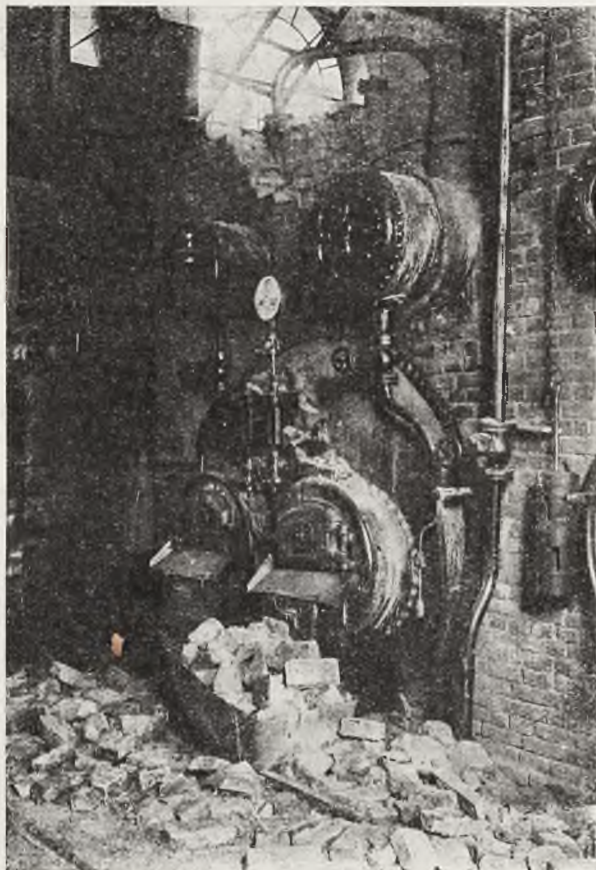
W pewnej kotłowni wkrótce po uruchomieniu maszyny, w czasie zasilania kotła, pękła komora zaworu zwrotnego przy jednym z kotłów. Kocioł ten był typu dwupłomienicowego o powierzchni ogrzewalnej 91 m² z dwoma podgrzewaczami. Rozsadzenie zaworu rozwaliło mur i przesunęło prawy (pierwszy zasilany) podgrzewacz (buljer) ku frontowi przeszło na 200 mm. Na załączonem zdjęciu (rys. 1) miejsce owinięte na podgrzewaczu asbestem, wskazuje na płaszczyznę muru przed wypadkiem. Zawór bezpieczeństwa, ustawiony na rurze łączącej podgrzewacze został zupełnie wysadzony. Lewy podgrzewacz był ledwo ruszony z miejsca.

Komora uszkodzonego zaworu wykonana była z żelaza lanego o formie wadliwej, bo posiadającej powierzchnie płaskie z przejściem od jednej płaszczyzny do drugiej o małym promieniu, a w miejscu pęknięcia grubość odlewu, zamiast 8 — 14 mm stanowiła zaledwie 4 mm. Wnosić więc należy, że i odlew był wykonany wadliwie. Średnica grzybka zaworu wynosiła 60 mm, skok — przeszło $^1/_2''$ — Wyrwany został kawałek komory o powierzchni płaskiej wielkości mniej więcej 35 cm².

Do zasilania kotła służyła jednostronna tłokowa pompa, znajdująca się przy maszynie posiadającej 80 obrotów na min.; wydajność pompy — około 80 litr/min.; średnica rury zasilającej 2″; zasilanie odbywało się w ten sposób, że z rury zasilającej przez zawór zwrot-

ny woda dochodziła do prawego podgrzewacza w przedniej części; na rurze łączącej dwa podgrzewacze za kotłem ustawiony był ciężarowy zawór bezpieczeństwa.

Wobec tego, że podgrzewacze nie są sztywnie połączone z kotłem, lecz zawieszone, cały system zasilania należy uważać za dostatecznie elastyczny.



Rys. 1.

Przewód zasilający wykonany jest naogół wadliwie i posiada znaczną ilość *skrętów;* rury prowadzone są na różnych poziomach; na systemie rurowym ustawiony jest powietrznik o pojemności około 15 litrów; miejsce na ustawienie powietrznika obrano źle, bo nie na najwyższym poziomie systemu rurowego, lecz mniej więcej na wysokości 1½ m od podłogi kotłowni.

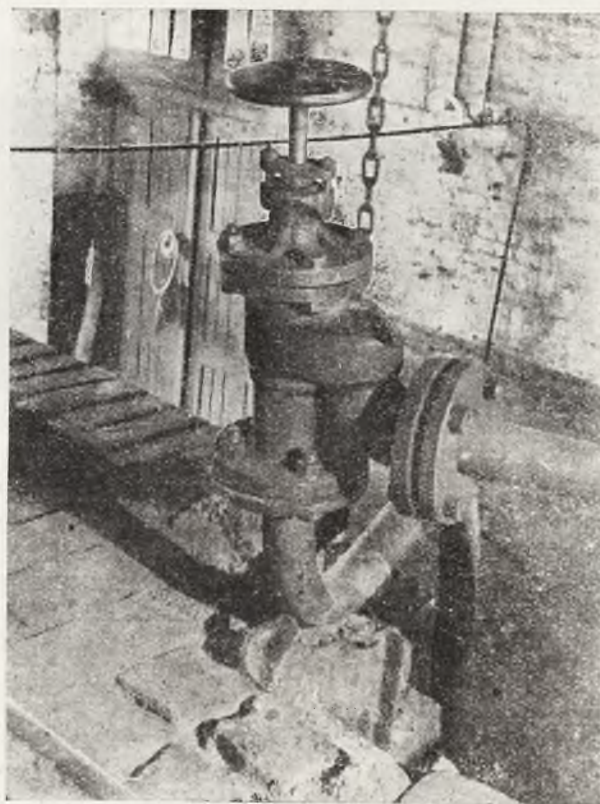
Dużą wadą zasilania kotłów jest to, że pompa pracuje stale; w chwilach zaś zapełnienia kotła, wodę z rury zasilającej odpuszcza się nazewnątrz; wówczas system rurowy napełnia się powietrzem; pomimo innych ujemnych skutków, powoduje to silne uderzenia w przewodach, a nawet i w podgrzewaczach.

Przebieg wypadku następujący: około godziny 5 rano, kiedy fabryka już była w ruchu i pompa zasilała omawiany kocioł — palacz spostrzegł początkowo nieznaczną nieszczelność komory zaworu zwrotnego, ilość uchodzącej wody szybko zwiększała się; obecny w kotłowni dyrektor fabryki w przewidywaniu groźniejszego wypadku niezwłocznie zarządził wygarnięcie ognia z kotła, a sam udał się do maszynowni w zamiarze wstrzymania maszyny. Ledwo palacz zdążył otworzyć drzwiczki kotła, zamierzając wykonać zlecenie, jak woda z komory zaczęła uchodzić w dużej ilości z głośnym sykiem; wystraszony personel rzucił się do ucieczki i w tej samej chwili nastąpiła głośna detonacja i zawór został rozsadzony (rys. 2).

Efekt wypadku był znaczny; gdyby jednak podgrzewacze wody nie były elastycznie zawieszone, lecz posiadały sztywne króćce łączące je z kotłem, należałoby się spodziewać o wiele groźniejszych skutków.

Nie jest wykluczone, że wobec górnego ciągu i *wdmuchu powietrza* pod ruszta, pomiędzy kotłem i podgrzewaczami uzbierała się znaczna ilość palnego materjału i że podczas przerwy nocnej zachodziło jego spalanie, co wytworzyło w podgrzewaczach parę; szybkie skraplanie tej pary po uruchomieniu pompy zasilającej mogło spowodować znaczne wstrząśnienia w przewodzie zasilającym; oględziny coprawda dokonane już po ochłodzeniu kotła, nie wykazały materjału palnego pod podgrzewaczem, nie jest jednak wykluczone, że zdążył się on całkowicie wypalić.

Z tego wypadku wynika, że konstrukcja przewodów zasilających i zaworów nie jest rzeczą błahą, a jednak sprawy te często są niedoceniane.



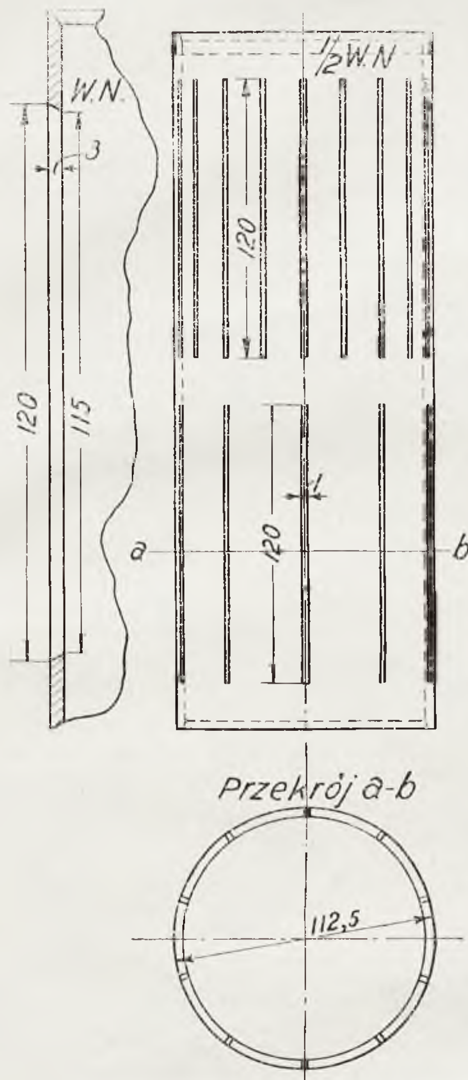
Rys. 2.

Wykonanie zaworów z lanego żelaza w instalacjach o znacznej prężności nie jest wskazane i należałoby je zastąpić stalowemi; przed ustawieniem zawory powinny być dokładnie badane i pod tym względem pożądane jest ustalenie pewnych norm i przepisów, dotyczących wszelkich wogóle przewodów i ustawionych na nich zaworów; nad tą częścią instalacyj parowych powinien być także roztoczony dozór, jak to się dzieje w Anglji, Opisany wypadek jest jeszcze jednem „memento“ dla kierowników ruchu w fabrykach.

M. D.

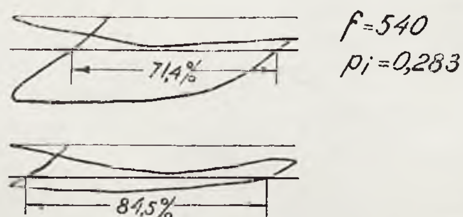
Z PRAKTYKI BADAŃ SILNIKÓW DIESLA.

W pewnej instalacji ustawiono szwedzki silnik Diesla, z wytwórni „Atlas“, 3 cylindrowy o wymiarach: średnica tłoków 290 mm, skok 430 mm, liczba obrotów — 275, moc — 150 *KMi*. Ze względów lokalnych motor po ustawieniu był puszczony na 300, zamiast 275 ob/min. Początek rur ssących powietrze tworzą rury żelazne z wykrojami, stanowiące filtry dla powietrza zasysanego przez tłoki (rys. 1). Przy większem



Rys. 1.

obciążeniu zauważono złe spalanie ropy, wskutek czego zbadano proces wydmuchu i ssania, zapomocą wykresów zdjętych słabą sprężyną (patrz rys. 2). Jak wynika z tego wykresu w okresie ssania otrzymujemy



Rys. 2.

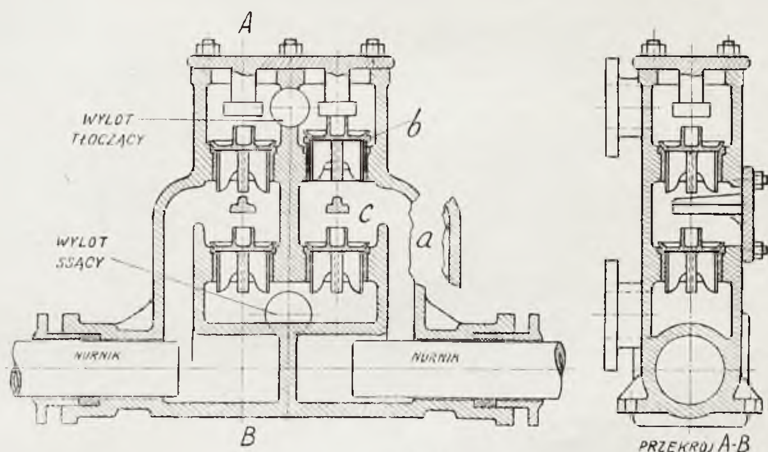
olbrzymie opory, wytwarzające w cylindrach próżnię do 0,3 at wobec czego rzeczywisty współczynnik napełnienia stanowił zaledwie około 70% całego skoku, zmniejszając ilość powietrza, a więc i możność zupełnego spalania. Praca ssania dawała ujemną moc około 3 *KM* w każdym cylindrze przy *Pi* około 0,28 at.

Po zdjęciu filtrów otrzymano wykresy, w których linja ssania leży zaledwie o 0,1 poniżej linji atmosferycznej. Z przeliczenia przekrojów w filtrach wypada, że średnia szybkość w nich powietrza wynosiła około 80 m/sek, co było przyczyną dużych strat na przezwyciężenie tych oporów. Zwiększeniem otworów w filtrze niedokładność pracy silnika została usunięta. *D. B.*

WYPADEK PĘKNIĘCIA KOMORY ZAWOROWEJ POMPY.

Nurnikowa pompa z kołem zamachowem, której cylinder wodny z komorą zaworową przedstawia rys. 1, służyła do zasilania kotłów. Pewnego razu, przy normalnem podawaniu wody do kotłów palacz zauważył, że pompa pracuje z trudnością i kiedy zwiększył dopływ pary, nagle pękła komora zaworowa pompy i wyrwany został kawałek ścianki w miejscu *a*.

Chcąc dojść przyczyny uszkodzenia, zbadano zawór bezpieczeństwa na przewodzie tłoczącym, który w razie wzrostu ciśnienia powinien byłby się otworzyć. Zawór ten wszakże działał prawidłowo i był dokładnie

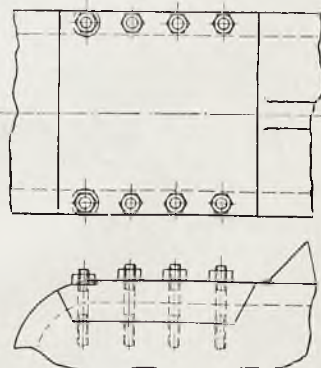


Rys. 1.

ustawiony na najwyższe dopuszczalne ciśnienie. Nie zauważono również śladów, aby zawór bezpieczeństwa przy wypadku się otworzył.

Doraźne oględziny wnętrza pompy również nic złego nie wykazały, — wszystkie grzybki zaworowe były na swoich miejscach.

Gdy komorę wzięto natomiast do naprawy, okazało się, że gniazdo zaworu *b* obluzowane było w swej obsadzie, w chwili więc kiedy podniesione one zostało wraz z zaworem ciśnieniem wody do góry, otwór dla przepływu wody został zakryty i w komorze *c*



Rys. 2.

wytworzyło się nadmierne ciśnienie, które rozsadziło komorę zaworową.

Ponieważ chodziło o szybkie uruchomienie pompy, naprawiono ją sposobem wskazanym na rys. 2. Wyrwane miejsce zheblowano i dopasowano szczelnie kawałek łaty żeliwnej, przykręcając ją śrubkami. Powierzchnia przylegania pokryta została minją rozrobioną z pokostem, tak że miejsce złączenia zostało całkowicie uszczelnione.

Bohdan Gimbut.

KURSY DLA PALACZY KOTŁOWYCH.

1. KURSY W DĄBROWIE GÓRNICZEJ.

Na zorganizowane przez Stow. Dozoru Kotłów w Warszawie w kwietniu r. b. wykłady dla palaczów w Dąbrowie Górn. *zgłosiło się 84 słuchaczów*. Wykłady, rozpoczęte w d. 13-IV-26 r., odbywały się codziennie od 6-ej do 8-ej wieczorem w sali Szkoły Górniczej w Dąbrowie. W pierwszym tygodniu wyjaśniono słuchaczom zjawiska fizyczne i chemiczne, niezbędne do zrozumienia racjonalnej obsługi kotłów, w drugim tygodniu zapoznano palaczów z typowemi ustrojami kotłów i palenisk i ze sposobami ich obsługi ze względu na bezpieczeństwo i wydajność pracy. Wykłady ilustrowano odpowiedniemi przezroczami. W d. 22-IV r. b. zwiedzono kotłownię kopalni „Paryż", w której słuchacze mieli możność zapoznania się z nowoczesnemi urządzeniami kotłowni i zastosowania podczas zajęć praktycznych wiadomości nabytych na wykładach. Po ukończeniu wykładów słuchacze zostali poddani w d. 25 i 26 kwietnia r. b. egzaminom, które odbywały się w kotłowni huty cynkowej „Katarzyna" w Dąbrowie Górniczej. Do egzaminów stawili się wszyscy słuchacze, z których 6 zakwalifikowano do powtórnego egzaminu, pozostali złożyli egzaminy:

a) z wynikiem bardzo dobrym: 1) Bugaj Józef, 2) Grabis Marjan, 3) Jachimczyk Franciszek, 4) Karwasiński Jan, 5) Płoszaj Antoni, 6) Sokołowski Stefan, 7) Strzelczyk Szczepan, 8) Zander Stefan;

b) z wynikiem dobrym: 1) Bacia Bolesław, 2) Bednarek Wincenty, 3) Bosak Piotr, 4) Cygankiewicz Andrzej, 5) Derczyński Franciszek, 6) Klin Bolesław, 7) Mucha Leon, 8) Naumienko Michał, 9) Niedbała Jan, 10, Nowak Walenty, 11) Pawełczyk Feliks, 12) Płatek Stanisław, 13) Podolak Józef, 14) Popczyk Piotr, 15) Radman Ireneusz, 16) Rezak Jan, 17) Skiba Wincenty, 18) Staroń Jan, 19) Sztajner Józef, 20) Wartak Stanisław, 21) Węgiel Wawrzyniec, 22) Wierzejski Zygmunt, 23) Wolski Jan;

c) z wynikiem dostatecznym: 1) Bacia Józef, 2) Bagiński Konstanty, 3) Cieplak Marcin, 4) Dajer Stanisław, 5) Dola Władysław, 6) Drożdż Bolesław, 7) Ferster Michał 8) Grądal Roman, 9) Grząż Jan, 10) Jędrychowski Paweł, 11) Karkula Józef, 12) Korpencik Ignacy, 13) Kozieł Stanisław, 14) Kubiczek Władysław, 15) Kwiatkowski Andrzej, 16) Latosiński Karol, 17) Leszczyński Jan, 18) Łańcuch Józef, 19) Makowski Mieczysław, 20) Miller Antoni, 21) Musialik Teodor, 22) Nabrdalik Bronisław, 23) Nowak Władysław, 24) Nowak Wojciech, 25) Pierwocha Antoni, 26) Pietrzyk Piotr, 27) Piotrowiak Stanisław. 28) Pokora Tomasz, 29) Raczyński Franciszek. 30) Rąk Józef, 31) Serdyński Wiktor, 32) Skowroński Stefan, 33) Sochacki Edward, 34) Sokołowski Jan, 35) Stanik Jan, 36) Staśkowski Józef, 37) Szczeszek Stefan, 38) Szlęzak Franciszek, 39) Szostakowski Antoni, 40) Sztajno Józef, 41) Wójcik Franciszek, 42) Zając Władysław, 43) Zander Jan, 44) Ziębowski Jan, 45) Bednarczyk Antoni, 46) Opara Józef.

2. KURSY W SOSNOWCU.

Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie zorganizowało w kwietniu r. b. dwutygodniowe wykłady dla palaczy kotłowych w Sosnowcu, na które *zgłosiło się 121 słuchaczy* z okolicznych zakładów przemysłowych. Wykłady te, rozpoczęte w dn. 13.IV 1926 r. odbywały się w izbie zbornej kopalni „Ludwik" należącej do zakładów przemysłowych Tow. „hr Renard".

W celu dokładniejszego wyjaśnienia przedmiotu, wykłady były ilustrowane przezroczami; dla zaznajomienia zaś słuchaczy z różnemi ustrojami kotłów zwiedzono w d. 18.IV r. b. trzy kotłownie kopalń i elektrowni Tow. „hr. Renard", w których słuchacze podczas zajęć praktycznych mieli możność zastosowania wiadomości, nabytych na wykładach.

Po ukończeniu w dn. 24.IV r. b. wykładów słuchacze zostali poddani egzaminom, które odbywały się w kotłowniach wyżej wskazanych zakładów przemysłowych. Do egzaminu stawiło się 112 słuchaczy, którzy złożyli egzaminy:

a) z wynikiem bardzo dobrym: 1) Didik Aleksy, 2) Federowicz Ludwik, 3) Hajkiewicz Piotr, 4) Jaworski Jan, 5) Mikuszewski Kazimierz, 6) Nowak Antoni, 7) Rudawski Franciszek, 8) Zinczenko Bazyli;

b) z wynikiem dobrym: 1) Bochenek Wojciech, 2) Bretner Piotr, 3) Chmiela Stanisław, 4) Ciesielski Stanisław, 5) Czech Konstanty, 6) Dziedzic Jan, 7) Gajdzik Stefan, 8) Galiński Ludwik, 9) Grenda Władysław 10) Górski Stanisław, 11) Indyka Jan, 12) Janczyk Roman, 13) Kmera Feliks, 14) Komendo Stefan, 15) Kowalski Józef, 16) Krawczyk Aleksander, 17) Kula Władysław, 18) Kunderak Michał, 19) Kurek Józef, 20) Leszczyński Stanisław, 21) Lewiński Władysław, 22) Łata Marjan, 23) Małota Józef, 24) Misztal Jan, 25) Musialik Jan, 26) Neugebauer Ludwik, 27) Nowak Jan, 28) Osłoński Wacław, 29) Pietrasik Franciszek, 30) Piwowar Władysław, 31) Piachciński Teodor, 32) Radojewski Walenty, 33) Rubik Wilhelm, 34) Sawicki Stanisław, 35) Składniew Dymitry, 36) Staroń Władysław, 37) Synowski Józef, 38) Szafraniec Władysław, 39) Szarawara Roman, 40) Trzewiczek Roman, 41) Wileczek Michał, 42) Włóka Jan, 43) Wnuk Stanisław, 44) Wojcieszak Władysław, 45) Zając Wincenty, 46) Nawrot Stanisław, 47) Noga Michał;

c) z wynikiem dostatecznym: 1) Adamczyk Michał, 2) Bac Aleksander 3) Baranek Antoni, 4) Bargiel Stanisław, 5) Bartosik Władysław, 6) Bęben Michał, 7) Biedroń Franciszek, 8) Bielski Jan, 9) Bińkowski Mieczysław, 10) Choroń Stanisław, 11) Ciszek Ignacy, 12) Czechowski Antoni, 13) Deduch Franciszek, 14) Drożdż Stefan, 15) Fiuk Władysław, 16) Gałczyński Wincenty, 17) Gładysz Piotr, 18) Góral Jan, 19) Grzybek Józef, 20) Iwański Franciszek, 21) Karlik Piotr, 22) Kasprzyk Franciszek, 23) Kidawa Stanisław, 24) Kielasiński Józef, 25) Kocel Stanisław, 26) Kopiński Marcin, 27) Król Jakób, 28) Królikowski Stanisław, 29) Kula Piotr, 30) Łaszczyk Szczepan, 31) Markowski Roman, 32) Mike Benedykt, 33) Musiał Bolesław, 34) Nowak Karol, 35) Pawłowski Jan, 36) Pakulski Szczepan, 37) Perzyński Andrzej, 38) Piaskowski Piotr, 39) Pitusiński Paweł, 40) Przybył Antoni, 41) Rodek Zygmunt, 42) Rudka Józef, 43) Rutkowski Tomasz, 44) Ryczko Wincenty, 45) Szarawarski Feliks, 46) Szewczyk Jan, 47) Szewczyk Maksymiljan, 48) Towera Antoni, 49) Trutkowski Ludwik, 50) Wieczorek Wojciech, 51) Wiewióra Władysław, 52) Wiklik Stefan, 53) Wojtowicz Józef, 54) Woźniczko Jan, 55) Zaborowski Kazimierz, 56) Zając Władysław, 57) Zawartka Ludwik, 58) Zimny Paweł, 59) Żabicki Stanisław.

Do egzaminu nie stawiło się 9 słuchaczy, którzy zostaną przeegzaminowani w zatrudniających ich przedsiębiorstwach przy pracy.